



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

MARKUS VIRTANEN
PAINEISTETUN HYDRAULIJÄRJESTELMÄN ÖLJYN
KUNNOSSAPITO

Diplomityö

Tarkastajat: professori Jari Rinkinen
dosentti Matti Linjama
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja materiaalitek-
niikan tiedekuntaneuvoston kokouk-
sessa 7. maaliskuuta 2012

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

VIRTANEN, MARKUS: Paineistetun hydraulijärjestelmän öljyn kunnossapito

Diplomityö, 103 sivua, 15 liitesivua

Kesäkuu 2012

Pääaine: Hydraulitekniikka

Tarkastajat: Professori Jari Rinkinen, Dosentti Matti Linjama

Avainsanat: Digitaalihydrauliikka, matalapainelinja, paineistettu paluulinja, paineistettu säiliö, öljynhuolto.

Säiliö ja hydraulinesteen kunnossapito ovat olennainen osa toimivaa ja laadukasta hydraulijärjestelmää. Pumppujen, venttiilien ja toimilaitteiden virheetön toiminta kaikissa olosuhteissa edellyttää onnistunutta hydraulinesteen kunnossapitoa. Myös säiliö osallistuu hydraulinesteen kunnossapitoon poistamalla epäpuhtauksia ja jäähdyttämällä hydraulinestettä. Sen päätehtävänä on kuitenkin kompensoida muun hydraulijärjestelmän tilavuusvaihteluita ja pieniä vuotoja toimimalla nesteverastona.

Digitaalihydrauliikan tutkimus on kehittänyt hydraulijärjestelmien komponentti- ja ohjauspuolta. Kehityksen päämääränä on ollut mm. parantaa hydraulijärjestelmien energiatehokkuutta ja toimintavarmuutta sekä laskea järjestelmien hintaa. Kehitys edellyttää parannuksia hydraulijärjestelmien jokaisella osa-alueella; myös säiliön ja hydraulinesteen kunnossapidon tulee kehittyä.

Tämän työn tavoitteena on tutkia uutta säiliö- ja hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmää erityisesti digitaalihydraulisten järjestelmien tarpeisiin. Uudella säiliöjärjestelmällä toivotaan saavutettavan parempi energiatehokkuus ja hydraulinesteen puhtaustaso sekä pienempi fyysinen koko ja hinta, verrattuna perinteiseen toteutukseen. Työssä keskitytään säiliöjärjestelmän suunnitteluun ja mitoittamiseen. Sen toiminta varmennetaan dynaamisten simulointien avulla. Lisäksi säiliöjärjestelmää verrataan simuloimalla perinteiseen toteutukseen erityisesti energiatehokkuuden ja hydraulinesteen kunnossapidon osalta. Työssä vertaillaan eri järjestelmätoteutuksissa saavutettavia ISO-4406 (1999) puhtaustasoja ja tätä varten kehitetään tapa dynaamisesti simuloida likahiukkasten käyttäytymistä hydraulijärjestelmissä.

Työn tuloksena saavutettiin uudenlainen paineistettu säiliöjärjestelmä, joka simulointien perusteella tuottaa paremman puhtaustason ja parantaa huomattavasti hydraulijärjestelmän energiatehokkuutta, verrattuna perinteiseen säiliöön ja suodattimen sijoitustapaan. Työssä suunniteltu paineistettu säiliöjärjestelmä parantaa sitä käyttävän hydraulijärjestelmän energiatehokkuutta syöttämällä paineistettua hydraulinestettä järjestelmän pumpulle ja toimilaitteille, samalla itse kuluttaen verrattain vähän energiaa. Parempi puhtaustaso ja pienempi fyysinen koko saavutetaan pienentämällä paineistetun säiliöjärjestelmän nestetilavuutta ja sijoittamalla suodatin sen paineistetulle puolelle.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Engineering

VIRTANEN, MARKUS: Oil maintenance of pressurised fluid power system

Master of Science Thesis, 103 pages, 15 Appendix pages

June 2012

Major: Fluid Power

Examiner: Professor Jari Rinkinen, Adjunct Professor Matti Linjama

Keywords: Digital fluid power, digital hydraulics, low pressure line, oil maintenance, pressurized fluid maintenance system, pressurized return line, pressurized reservoir.

Design of hydraulic fluid reservoir and proper fluid maintenance are an essential part of functional and high-quality fluid power system. Faultless operation of pumps, valves and actuators in all environmental conditions require successful fluid maintenance. Although reservoir plays a role in fluid maintenance by cooling the fluid and separating contaminants from it, its primary function is to compensate fluid volume changes, caused by volume changes and small leakages of the fluid power system.

Development of digital fluid power has generated progress in the field of fluid power components and control systems. The goal of this development has been i.a. to improve the energy efficiency and reliability of fluid power systems and also make them more cost-effective. Achieving this necessitates improvements in all fields of fluid power technology, also the reservoir and fluid maintenance needs to evolve.

The goal of this master's thesis is to develop and examine a new reservoir and fluid maintenance system for the requirements of digital fluid power system. It is hoped that with this new reservoir system further better energy efficiency, fluid cleanliness level and smaller physical size and cost can be achieved when compared to traditional fluid power system. This thesis focuses on the design of a new reservoir system and sizing of its components. By using dynamic simulations this new system is compared to a traditional fluid power system in terms of energy efficiency and fluid maintenance. In order to compare the achievable ISO-4406 (1999) fluid cleanliness levels of studied fluid power systems, a method is developed to dynamically simulate the behavior of contaminant particles in fluid power systems.

As a result of this thesis a design of a new pressurized fluid maintenance system was achieved. This system replaces the traditional reservoir and filter in a fluid power system. Based on the dynamic simulations conducted, the designed system produces better cleanliness level and significantly improves the energy efficiency of a fluid power system that utilizes it, when compared to a system that uses traditional reservoir and filter placement. Pressurized fluid maintenance system achieves better energy efficiency by enabling feed of pressurized fluid to pumps and actuators connected to it while consuming relatively small amount of energy itself. By downsizing fluid volume and placing the filter to the pressurized side of the reservoir system cleanliness level of fluid is improved and the physical size of the reservoir system becomes smaller.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Tampereen teknillisen yliopiston Hydrauliiikan ja automatiikan laitoksella Suomen Akatemian rahoittamana, osana energiatehokkaiden digitaalihydraulisten hybridikoneiden tutkimushanketta (päätosilmoitus n:o 139540). Työni tarkoituksena oli tutkia uutta säiliö- ja hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmää osana energiatehokkaita hydraulijärjestelmiä.

Haluan kiittää työni tarkastajia professori Jari Rinkistä ja dosentti Matti Linjamaa. He ovat antaneet loistavia neuvoja, ideoita sekä tukea koko työni etenemisen ajan. Keskustelu-uokiot, neuvot ja kommentit työni tarkastajien sekä Hydrauliiikan ja automatiikan laitoksen muiden tutkijoiden ja henkilökunnan kanssa ovat olleet korvaamattoman arvokkaita työni onnistumisen kannalta. Tutkija Mikko Huova antoi hyviä neuvoja ja ohjausta erityisesti työni simulointimallien parissa. Siitä hänelle erityiskiitos.

Työympäristön ulkopuolelta haluan kiittää perhettäni ja ystäviäni. Opiskelutoverieni kanssa käydyt keskustelut ovat sekä innoittaneet että motivoineet työni parissa. Heiltä olen myös saanut paljon arvokkaita neuvoja ja näkemyksiä. Perhettäni haluan kiittää tuesta ja kannustuksesta koko opiskeluni ja tämän työn tekemisen aikana.

An expert is a man who has made all the mistakes which can be made, in a narrow field.

- Niels Bohr

22.5.2012

Markus Virtanen

SISÄLLYS

1	Johdanto.....	1
2	Suunnittelun lähtökohdat.....	3
2.1	Digitaalisuus ja sen ominaispiirteet	3
2.2	Digitaalisuus hydraulijärjestelmissä ja -komponenteissa.....	4
2.2.1	Energiatehokkaat digitaalihydraulijärjestelmät	6
2.2.2	Digitaalihydraulinen tehonhallintayksikkö.....	9
2.3	Paineistettu säiliölinja	15
2.4	Hydraulinesteen kunnossapito	18
2.4.1	Säiliö	18
2.4.2	Epäpuhtauksien hallitseminen	21
2.4.3	Hiukkaset	23
2.4.4	Vesi	29
2.4.5	Ilma	34
2.4.6	Lämmönsiirto.....	38
2.4.7	Yhteenvedo epäpuhtauksista	39
3	Järjestelmän suunnittelu ja mitoitus.....	40
3.1	Paineistettu hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmä	40
3.1.1	Järjestelmän vaatimusmäärittely	40
3.1.2	Järjestelmäsunnittelu.....	41
3.1.3	Hydraulinestettä kunnossapitävät komponentit	45
3.2	Järjestelmän toteutusvaihtoehtoja	49
3.2.1	Toteutus yhdellä paineakulla (järjestelmät A ja B)	49
3.2.2	Toteutus vuorottelevilla paineakulla (järjestelmä C).....	52
3.2.3	Toteutusvaihtoehtojen vertailu	55
3.3	Järjestelmän mitoitus, ohjaus ja käyttö	56
3.3.1	Työkoneen hydraulijärjestelmä.....	56
3.3.2	Mitoitus osaksi työkoneen hydraulijärjestelmää.....	59
3.3.3	Mitoitus yleisessä tapauksessa.....	65
3.3.4	Ohjaus	67
3.3.5	Käyttö, huolto ja turvallisuusnäkökohdat	68

4	Järjestelmien toiminnan simulointi	70
4.1	Simulointimallit	70
4.1.1	Hydraulijärjestelmän simulointimalli	71
4.1.2	Puomimekanismin simulointimalli	73
4.1.3	Puhtaustason simulointimalli	74
4.1.4	Ohjaus	82
4.2	Perinteinen järjestelmä	84
4.3	Paineistettu säiliöjärjestelmä (järjestelmä A)	86
4.4	Paineistettu säiliöjärjestelmä ilman tasasuuntaajaa (järjestelmä B)	90
5	Tulosten tarkastelu	93
6	Johtopäätökset.....	97
	Lähteet.....	100
	Liite 1: ISO-4406 (1999) puhtausluokat.....	104
	Liite 2: Mitoitus PFMS(A ja B) järjestelmille	105
	Liite 3: IHA-koneen simulointimalli	108
	Liite 4: IHA-koneen nykyisen säiliöjärjestelmän simulointimalli	109
	Liite 5: Simulointimalli järjestelmälle PFMS(B)	110
	Liite 6: Simulointimalli järjestelmälle PFMS(A)	111
	Liite 7: Simulointitulokset perinteiselle järjes-telmälle.....	112
	Liite 8: Simulointitulokset PFMS(A):n sisältävälle järjestelmälle	115

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Merkintä	SI-yksikkö	Kuvaus
CFD		Computational Fluid Dynamics
DFCU		Digital Flow Control Unit
DHPMS		Digital Hydraulic Power Management System
IHA		Hydrauliikan ja automatiikan laitos Department of Intelligent Hydraulics and Automation
Inline		Linjakytketty, toiminta suoraan ko. linjassa
LP		Low Pressure, matala paine
Offline		Erilliskytketty, erilliskierto
PFMS		Pressurized Fluid Maintenance System Paineistettu hydraulinesteen kunnossapito- järjestelmä, paineistettu säiliöjärjestelmä
PFMS(A)		Järjestelmä A, luvussa 3.2.1 esitelty rakennevaihtoehto paineistetusta hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmästä.
PFMS(B)		Järjestelmä B, luvussa 3.2.1 esitelty rakennevaihtoehto paineistetusta hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmästä.
PFMS(C)		Järjestelmä C, luvussa 3.2.2 esitelty rakennevaihtoehto paineistetusta hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmästä.
TTY		Tampereen teknillinen yliopisto
TUT		Tampere University of Technology
β -arvo		Suodattimen suodatussuhde
B	$[N/m^2]$	Puristuskerroin
B_e	$[N/m^2]$	Järjestelmän puristuskerroin
B_{eff}	$[N/m^2]$	Tilavuuden puristuskerroin
B_n	$[N/m^2]$	Nesteen puristuskerroin
B_s, B_p ja B_l	$[N/m^2]$	Järjestelmän osien puristuskertoimia
b_t	$[Ns/m]$	Viskoosiktkakerroin
F_c	$[N]$	Coulombin kitka
F_s	$[N]$	Lepokitka
F_μ	$[N]$	Kitkavoima
i	$[kpl]$	Tilavuuteen tulevien liitäntöjen lukumäärä
i_{xe}	$[kpl]$	Ennen suodatinta olevien kokoa x suurempien hiukasten lukumäärä

i_{xj}	[kpl]	Suodattimen jälkeen olevien kokoa x suurempien hiukkasten lukumäärä
K_r	[-]	Yhdistetty purkauskerroin
K_t	[-]	Kitkavoimatermi
k	[kpl]	Suljetun järjestelmän tilavuuksien lukumäärä
N_d	[kpl/m ³]	Hiukkaskonsentraatio suodattimen lähtövirrassa
N_p	[kpl/m ³]	Tilavuuteen tulevan tilavuusvirran konsentraatio
N_u	[kpl/m ³]	Hiukkaskonsentraatio suodattimen tulovirrassa
N_0	[kpl/m ³]	Hiukkaskonsentraation alkuarvo
n_{sm}	[k/min]	Apupumpun sähkömoottorin pyörimisnopeus
P_{apu}	[W]	Apupumpun korkein akseliteho
p	[Pa]	Tilavuuden paine
p_{apu}	[Pa]	Apupumpun maksimi paineentuotto
p_{acc_1}	[Pa]	Paineakun kaasutilavuuden esitäyttöpaine
p_{acc_2}	[Pa]	Paineakun minimikäyttöpaine
p_{acc_3}	[Pa]	Paineakun maksimikäyttöpaine
p_g	[Pa]	Kaasutilavuuden paine
p_h	[Pa]	Hydraulinesteen paine
p_i	[Pa]	Ilmakehänpaine
p_r	[Pa]	Kuristimen yli vallitseva paine
p_v	[Pa]	Tilavuuden paine
Q	[m ³ /s]	Tilavuusvirta suodattimen läpi
Q_{apu}	[m ³ /s]	Apupumpun tilavuusvirrantuotto
Q_m	[m ³ /s]	Tilavuuteen tuleva tai sieltä lähtevä tilavuusvirta
Q_n	[m ³ /s]	Tilavuudesta lähtevä tilavuusvirta
Q_p	[m ³ /s]	Tilavuuteen tuleva tilavuusvirta
Q_r	[m ³ /s]	Tilavuusvirta kuristimen läpi
Q_v	[m ³ /s]	Tilavuuteen tuleva tai sieltä lähtevä tilavuusvirta
R	[kpl/s]	Hiukkasten kappalevirta
R_{kuor}	[kpl/s]	Järjestelmään tulevien hiukkasvirtojen summa
R_{suod}	[kpl/s]	Suodattimien kautta suljetusta järjestelmästä poistuvien hiukkasvirtojen summa
s	[-]	Kompleksimuuttuja
t	[s]	Ajanhetki
V	[m ³]	Tilavuus
V_{acc_1}	[m ³]	Paineakun nimelliskoko, esitäyttöpainetta vastaava kaasutilavuus
V_{acc_2}	[m ³]	Paineakun kaasutilavuus minimikäyttöpaineella
V_{acc_3}	[m ³]	Paineakun kaasutilavuus maksimikäyttöpaineella
V_{apu}	[m ³]	Apupumpun kierrostilavuus
V_f	[m ³]	Hydraulinestetilavuus

V_g	[m ³]	Kaasutilavuus
V_{gas}	[m ³]	Hydraulinesteeseen liuenneen kaasun tilavuus ilma- kehänpaineessa
V_{kok}	[m ³]	Järjestelmän kokonaistilavuus
V_s, V_p ja V_l	[m ³]	Puristuskertoimia vastaavien järjestelmän osien tila- vuudet
V_0	[m ³]	Tilavuuden alkutilavuus
V_{0t}	[m ³]	Lämpölaajenevan tilavuuden alkutilavuus
v_s	[m/s]	Nopeus, jolla saavutetaan pienin kitka
X_a	[kpl]	Hiukkasten lukumäärä tilavuudessa simuloinnin aloitushetkellä
X_b	[kpl]	Hiukkasten lukumäärä tilavuudessa hetkellä t
X_0	[kpl]	Hiukkasten lukumäärä tilavuudessa simuloinnin aloitushetkellä
x	[μm]	Hiukkaskoko
x_a	[-]	Venttiilin suhteellinen avaus (0..1)
\dot{x}_m	[m/s]	Sylinterin männän nopeus
x_r	[-]	Kuristimen parametri
Δp	[Pa]	Paineen muutos
ΔT_t	[K]	Tilavuuden muutosta vastaava lämpötilan muutos
ΔV	[m ³]	Tilavuuden muutos
ΔV_{acc}	[m ³]	Paineakusta saatava hydraulinestetilavuus
ΔV_t	[m ³]	Lämpölaajenevan tilavuuden muutos
α_v	[-]	Bunsen-vakio
β_t	[1/K]	Tilavuuden lämpölaajenemiskerroin
β_x	[-]	Suodatussuhde hiukkaskoolla x
η_{mek_apu}	[-]	Apupumpun mekaaninen hyötysuhde
η_{vol_apu}	[-]	Apupumpun volumetrinen hyötysuhde
κ	[-]	Paineakun kaasutilavuuden polytrooppivakio

1 JOHDANTO

Lähes jokaisesta hydraulijärjestelmästä löytyy toimilaitteiden, ohjausventtiilien ja pumppujen lisäksi säiliö. Säiliön päätehtävänä on toimia nestevarastona. Se kompensoi vuodot ja toimilaitteiden aiheuttamat tilavuusvaihtelut. Lisäksi säiliö erottaa epäpuhtauksia hydraulinesteestä, toimii jäähdyttimenä ja hydraulijärjestelmän rakennus- ja alustana. Voidaan tiivistetysti sanoa, että säiliön tehtävänä on mahdollistaa muun hydraulijärjestelmän toiminta.

Hydraulijärjestelmien muita komponentteja on kehitetty 1900- ja 2000-luvuilla, mutta sitä vastoin säiliö on pysynyt lähes ennallaan. Mobilesovellusten hydraulines-tesäiliöt voivat olla samankaltaisia tankkeja, joita käytettiin varmasti jo ensimmäisissä öljyhydrauliikan sovelluksissa. Toki vaativat sovelluskohteet, kuten lentokoneiden hydraulijärjestelmät, voivat sisältää toiminnoiltaan monipuolisemman säiliön.

Suurin osa hydraulijärjestelmistä sisältää huomattavasti suuremman säiliön, kuin vuotojen ja järjestelmän tilavuudenmuutosten kompensointi edellyttää. Syynä tähän on säiliöiden nykyinen mitoitusperuste, joka perustuu ilman painovoimaiseen erottumiseen hydraulinesteestä. Hydraulinesteen on levättävä säiliössä riittävän pitkään, jotta ilmakuplat ehtivät passiivisesti nousta nesteen pinnalle, ennen kuin neste pumpataan takaisin järjestelmään.

Hydraulijärjestelmien hyötysuhteen parantaminen on pakottanut uudentyyppisten ohjaustapojen, toimilaitteiden, venttiilien ja pumppujen kehittämiseen ja käyttöön-ottoon. Jotta hydraulijärjestelmien toimintaa ja hyötysuhdetta voidaan parantaa kokonaisvaltaisesti, pitää myös säiliön kehittyä. Esimerkiksi hydraulisylinterien monireunaohjaus ja digitaalihydrauliikan komponentti-innovaatiot edellyttävät säiliöltä uusia toimintoja. Säiliö ei voi enää toimia vain passiivisena normaali ilmanpaineisena nestevarastona.

Säiliön tilalle tulee kehittää järjestelmä, joka osallistuu entistä aktiivisemmin pumppujen ja toimilaitteiden toimintaan sekä hydraulinesteen kunnossapitoon. Tällä tavalla hydraulijärjestelmän toimintaa voidaan tehostaa, säiliön kokoa pienentää ja hydraulinesteen kunnossapitoa parantaa. Kehityksen toivotaan edelleen johtavan energiankulutuksen ja kustannusten pienenemiseen, tarkasteltaessa hydraulijärjestelmän ja sen sovelluskohteen koko elinkaarta.

Tässä diplomityössä tutkitaan uutta järjestelmätoteutusta hydraulinesäiliöiden ja hydraulinesteen kunnossapidon alueella. Diplomityö toimii perustana laajemmalle tutkimukselle tällä alueella. Diplomityö jakautuu alun kirjallisuusselvitysosuuteen, keski- osan suunnitteluosuuteen ja loppuosan simulointiosuuteen. Aivan loppuun esitetään tulosten tarkastelu ja johtopäätökset.

Uusi säiliöjärjestelmä suunnitellaan ja mitoitetaan korvaamaan perinteinen säiliö ja hydraulinesteen kunnossapito erityisesti digitaalihydraulisessa järjestelmässä. Tämä edellyttää sekä digitaalisten hydraulijärjestelmien vaatimusten tuntemista että perinteisten hydraulijärjestelmien säiliöiden ja nesteenhuollon toiminnan ymmärtämistä.

Suunnitellun säiliöjärjestelmän toiminta varmistetaan simulointien avulla. Säiliöjärjestelmästä, tai eri -järjestelmävaihtoehdoista, rakennetaan dynaaminen simulointimalli. Tämä simulointimalli liitetään edelleen erään työkoneen simulointimalliin, joka sisältää sekä hydraulikan että mekaniikan mallinnuksen.

Simuloinnin avulla varmistetaan suunnitellun säiliöjärjestelmän rakenteen hydraulinen toiminta. Säiliöjärjestelmää verrataan energiankulutuksen kannalta perinteiseen toteutukseen, jotta voidaan varmistua saavutetuista hyödyistä. Koska säiliöjärjestelmän toimintaan liittyy olennaisena osana myös hydraulinesteen kunnossapito, vertaillaan simulointien avulla perinteisessä järjestelmässä ja uudessa säiliöjärjestelmässä saavutettavia puhtaustasoja. Tätä varten esitetään myös tapa mallintaa likahiukkasten käyttäytymistä hydraulijärjestelmissä.

2 SUUNNITTELUN LÄHTÖKOHDAT

Tässä diplomityössä suunnitellaan paineistettu säiliötoteutus ja nesteenhuoltojärjestelmä osaksi digitaalihydraulista järjestelmää. Työn alkuosa koostuu kirjallisuusselvityksestä. Tämän luvun tehtävänä on asettaa suunnittelulle lähtökohdat ja päämäärä sekä esitellä työn järjestelmänsuunnittelun kannalta tärkeät osa-alueet.

Teoriaosuudessa käydään läpi digitaalihydrauliikan perusteet ja perusjärjestelmät siinä määrin, että lukija pystyy ymmärtämään suunniteltavan säiliö- ja nesteenhuoltojärjestelmän suunnittelulähtökohdat ja sen toimintaympäristön asettamat vaatimukset. Toisaalta järjestelmän elinkaaren pituus ja toimintavarmuus riippuvat nesteenhuollon onnistumisesta, joten sitä käsitellään digitaalihydrauliikkaosion jälkeen. Teoriaosuuden on myös tarkoitus toimia osittain pohjatietona tämän diplomityön jälkeiselle kehitykselle.

2.1 Digitaalisuus ja sen ominaispiirteet

Digitaalisuudella tarkoitetaan yleisesti kaksitilaisuutta. Elementtiä, joka voidaan kytkeä kahteen diskreettiarvoiseen tilaan, nimitetään digitaaliseksi. Näitä kahta tilaa, tai oloarvoa, kuvataan ”kytketty” ja ”pois” tai ”on” ja ”off” sekä vaihtoehtoisesti näitä vastaavin binäärisin lukuarvoin 1 ja 0. [1, s. 343] Esimerkiksi perinteinen katkaisijalla ohjattu hehku lamppu on digitaalinen elementti, joka on joko päällä tai pois.

Yksittäisellä digitaalisella elementillä ei pystytä tuottamaan runsasta määrää erilaisia tiloja. Digitaalisille toimilaitteille, kuten televisioiden kuvaruuduille tai kameroiden kennoille, onkin ominaista useiden samanlaisten digitaalisten elementtien kytkeminen rinnan. Tällöin erilaisten mahdollisten tilojen, tai tilakombinaatioiden, määrä kasvaa. Elementtien kytkeminen rinnan parantaa myös toimilaitteen toimintavarmuutta, koska yksittäisen elementin vaurioituminen ei estä koko laitetta toimimasta, vaikkakin heikentää sen suorituskykyä. Digitaalitekniikkaan liittyykin siten luonnollisena piirteenä hyvä vikojen sieto, jolla tarkoitetaan yleisesti laitteen kykyä toimia yksittäisistä vioista huolimatta. [1, s. 343]

Kun digitaalisessa toimilaitteessa kasvatetaan elementtien lukumäärää, kasvaa myös sen ohjaamisen hankaluus. Elementit eivät itse kykene suorittamaan loogisia toimintoja, vaan niiden tilanmuutokset perustuvat ulkoiseen ohjaukseen. Tämän vuoksi digitaalisten toimilaitteiden toinen tyypillinen piirre on yksittäisistä elementeistä eriytetty ohjaus. Ohjaus on sitä monimutkaisempaa mitä monipuolisempia tehtäviä toimilaitteen halutaan suorittavan. [1, s. 343]

Koska yksittäisellä digitaalisella elementillä on vain kaksi mahdollista tilaa, on tilojen toistotarkkuus, eli lähtöarvon toistettavuus, tyypillisesti suuri. Kolmas digitaalisten

elementtien toimintaan liittyvä piirre on, että ohjattaessa elementtiä päälle tai pois se toistaa nämä tilat aina samalla tavalla olettaen, että elementti ei vikaannu. [1, s. 343]

Neljäs tyypillinen piirre on, että elementti vaihtaa tilaa vain silloin kun elementtiä ohjaava käskyarvo ylittää tai alittaa tietyn kynnsarvon. Tällöin käskyarvossa esiintyvä kohina ei vaikuta elementin tuottamaan lähtöarvoon, kunhan kohina ei ole ohjaussignaaliin nähden merkittävä. [1, s. 343]

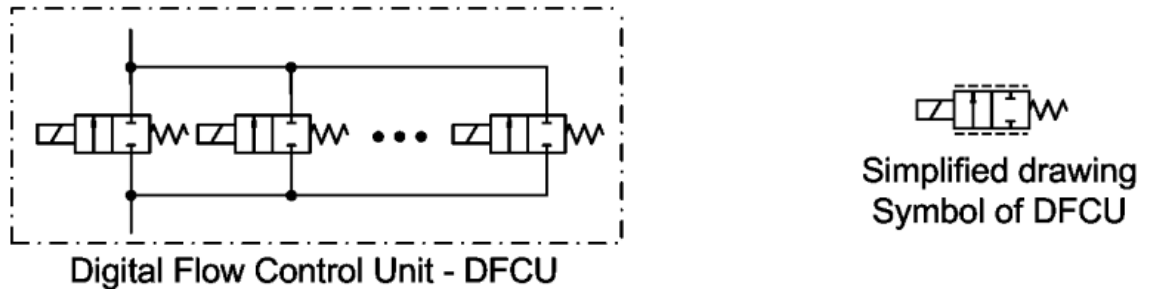
Yleensä reaali maailmassa toimilaitteelta halutaan analoginen lähtösignaali, mutta sen ohjaus voidaan silti toteuttaa digitaalisesti. Viides digitaaliselle toimilaitteelle tyypillinen piirre on, että se muuttaa digitaalisen tulosignaalin analogiseksi lähtösignaaliksi, eli toimilaite on D/A-muunnin. [1, s. 343]

2.2 Digitaalisuus hydraulijärjestelmissä ja -komponenteissa

Digitaalihydrauliikkaa [2; 3; 4; 5; 6] on kehitetty mm. Tampereen teknillisen yliopiston (TTY) Hydrauliikan ja automatiikan laitoksella (IHA) jo vuodesta 2000. [7, s. 6] Kyse ei ole täysin uudesta teknologiasta, vaan samoja periaatteita on hyödynnetty esimerkiksi ABS-jarruissa ja moottoreiden polttoaineenruiskutusjärjestelmissä jo kymmeniä vuosia [2, s. 7-8]. Tosin em. järjestelmät on kehitetty toimimaan hyvin omassa käyttötarkoituksessaan, kun taas digitaalihydrauliikkaa voidaan soveltaa laaja-alaisesti.

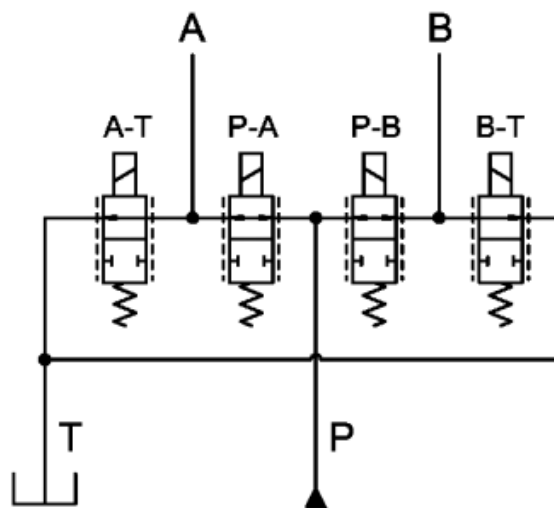
Digitaalihydrauliikalla tarkoitetaan monia eri lähestymistapoja, joissa hydraulijärjestelmän eri toiminnot toteutetaan käyttämällä ohjaukseen auki ja kiinni kytkettäviä, yksinkertaisia 2/2-venttiileitä, on/off-venttiileitä. [1, s. 7-8] Digitaalihydrauliikan nimi juontaakin järjestelmän tilojen diskreettiarvoisuudesta, koska pelkästään on/off-venttiileitä sisältävällä järjestelmällä tai komponentilla on äärellinen määrä erilaisia kiinteäarvoisia tiloja. Perinteistä hydrauliikkaa voidaan pitää digitaalisen sijaan analogisena tekniikkana, koska esimerkiksi servoventtiilin karalla on periaatteessa ääretön määrä asemia, tiloja.

Esimerkkinä digitalihydrauliikalla toteutetusta tilavuusvirran ohjauksesta voidaan ottaa proportionaali- tai servoventtiilin digitaalihydraulinen vastine, DFCU (Digital Flow Control Unit). [6] DFCU koostuu useasta samanlaisesta on/off-venttiilistä, jotka on kytketty rinnan. Jos rinnankytkettyjä on/off-venttiileitä on N-kappaletta, ja DFCU:n yli vallitsee tietty paine-ero, saadaan DFCU:n läpi N erilaista tilavuusvirtaa, kun eri määrä on/off-venttiileitä kytketään auki tai kiinni. Jos kaikki venttiilit ovat kiinni, on DFCU suljettu. [6, s. 10] Kuva 1 esittää DFCU:n sisäisen kytkennän ja DFCU:n piirrosmerkin. Myös muita DFCU:n toteutustapoja [1, s. 436 - 437], ja erilaisia digitaalihydraulisia tilavuusvirransäätömenetelmiä, on olemassa, mutta kaikille niille on ominaista on/off-venttiilien käyttö.



Kuva 1. DFCU:n sisäinen kytkentä ja yksinkertaistettu piirrossymboli. [6, s. 5]

Yksi DFCU vastaa vain yhtä ohjausreunaa, koska siinä on yksi sisääntulo ja ulostulo. Esimerkiksi nelitieventtiili voidaan toteuttaa käyttämällä useaa DFCU:ta, ja nelitieventtiiliä vastaava kytkentä nähdään kuvassa 2.



Kuva 2. Nelitieventtiilin toteutus DFCU:lla. [6, s. 5]

Jokaista nelitieventtiilin ohjausreunaa varten tarvitaan yksi DFCU. Eri DFCU:den avaukset eivät ole sidoksissa toisiinsa, vaan minkä tahansa virtaustien avaus voidaan asettaa mihin tahansa diskreettiin arvoon koska tahansa. Tämä ominaisuus tarjoaa paljon erilaisia tilavaihtoehtoja, mikä tekee DFCU:lla toteutetusta nelitieventtiilistä varsin joustavan verrattuna perinteiseen toteutukseen. Toisaalta tämä asettaa haasteita ohjaukselle, koska optimaalisen tilakombinaation päättelyminen saattaa olla haastavaa. [1, s. 437-439] Seuraavassa luvussa 2.2.1 esitellään esimerkkijärjestelmä, jossa käytetään DFCU:lla toteutettua nelitieventtiiliä.

Kun ohjaukseen käytetään pelkästään on/off-venttiileitä, saavutetaan vikasietoisuuden ja lisääntyneiden tilavaihtoehtojen lisäksi myös muita etuja. Järjestelmän tilanvaihdot nopeutuvat, koska nopeiden on/off-venttiilien tilanvaihtoon kuluu vain noin 2 ms. Ne mahdollistavat paremman hyötysuhteen pumppu-, moottori- ja hydraulimuunnin-toteutuksia sekä täysin uudenlaisia sovelluksia, kuten ”hydrauliset hakkurimuuntimet”

ja digitaalihydraulisen tehonhallintayksikön (DHPMS), jota käsitellään luvussa 2.2.2. [2, s. 11, 13]

Toki digitaalihydrauliikkaan liittyy myös haasteita. Erityisesti järjestelmien monimutkainen ja epätavanomainen ohjaus pitää oppia hallitsemaan. Jotkin sovellukset tuottavat edelleen melua ja paineiskuja. Lisäksi komponenttipuolella haasteita asettavat kes-toikä, fyysinen koko ja hinta. [2, s. 11]

2.2.1 Energiatehokkaat digitaalihydraulijärjestelmät

Energiatehokkaan hydraulijärjestelmän perusajatus on yksinkertainen: välitön tehojen yhteensovittaminen. Pumpulla tuotetun tehon pitää vastata toimilaitteiden tarvitsemaa tehoa myös negatiivisen toimilaitetehon tapauksessa. Koska toimilaitteen tarvitsema teho riippuu kuormituksesta ja kuormitus puolestaan vaihtelee, pitää hydraulijärjestelmän säätää ottamaansa tehoa. Hydraulinen teho on paineen ja tilavuusvirran tulo, joten tehoa voidaan säätää vakiopaineella ja muuttuvatilavuuksisilla toimilaitteilla, muuttuvalla paineella ja vakiotilavuuksisilla toimilaitteilla sekä muuttuvalla paineella ja muuttuvatilavuuksisilla toimilaitteilla. [8, s. 6-7]

Negatiivisen tehon yhteensovittamisella tarkoitetaan, että järjestelmän pitää pystyä ottamaan energiaa talteen, mikäli toimilaitte luovuttaa energiaa. Energia talletetaan tyyppillisesti paineakkuun, mutta teho voidaan myös ohjata toiselle toimilaitteelle tai se voidaan syöttää voimanlähteelle. [8, s. 6]

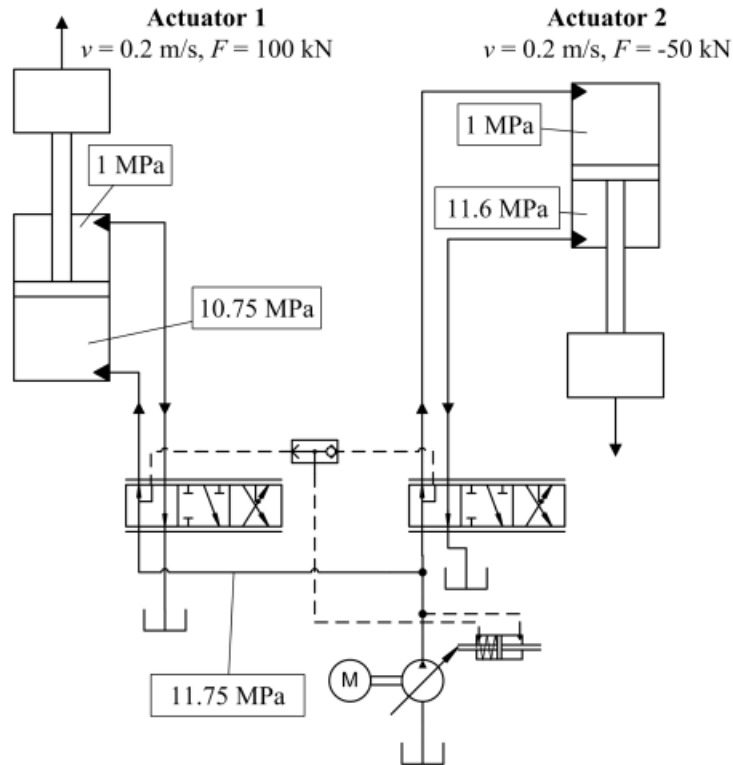
Energiatehokkuuden edellytyksenä on myös, että siirrettäessä tehoa voimanlähteeltä toimilaitteille ei saa tapahtua suuria tehohäviöitä. Tämän vuoksi kuristussäätöä pitää välttää. Lisäksi energiatehokkaassa järjestelmässä halutaan käyttää laadukkaita komponentteja, joilla on hyvät hyötysuhteet. [8, s. 6]

Hydraulijärjestelmien energiatehokkuutta on pyritty parantamaan esimerkiksi monikammiosylintereillä (vakiopaine), LS-pumpuilla (muuttuva paine), pumppuohjatuilla toimilaitteilla (muuttuva paine) ja hydraulisilla muuntimilla (sekoitus vakiopaineesta ja muuttuvasta paineesta). Jokaisessa lähestymistavassa on hyvät ja huonot puolensa, mutta edelleen on jäänyt parantamista ainakin järjestelmien hyötysuhteessa, koossa ja komponenttien määrässä. [8, s. 7-8] On myös kehitetty digitaalihydraulinen tehonhallintayksikkö (DHPMS), joka pyrkii vastaamaan em. haasteisiin ja sitä käsitellään tarkemmin seuraavassa luvussa 2.2.2.

Kuten edellä todettiin, usein perinteisten hydraulijärjestelmien ongelmana on huono energian hyödyntäminen, mutta digitaalihydrauliikka pystyy tarjoamaan tähän ratkaisuja. Otetaan esimerkiksi kaksi toimilaitetta omaavan, yksinkertaistetun järjestelmän (kuvat 3 - 5) energiatehokkuustarkastelu, joka on esitelty julkaisussa [7]. Tarkastelu käsittelee vain yhtä toimintapistettä eikä tarkempia mittauksia tai simulointeja ole tehty, vaan arvot perustuvat saatavilla olevaan julkaistuun dataan sekä julkaisun [7] kirjoittajan tietämykseen ja ammattitaitoon. Tuloksia pitää käsitellä suuntaa-antavina. Tosin tässä työssä esitellään myöhemmin vastaavan järjestelmän simulointituloksia.

Esimerkkijärjestelmä voisi kuvata mobilejärjestelmän puomikäyttöä, joissa useaa hydraulisylinteriä halutaan liikuttaa samanaikaisesti. Järjestelmässä päädytään huonoon

energian hyödyntämiseen, koska järjestelmän pumppu tuottaa tilavuusvirtaa suurella paineella myös sellaiselle toimilaitteelle, joka kyllä tarvitsee tilavuusvirtaa, mutta ei tarvitse suurta painetta. Esimerkki tällaisesta järjestelmästä nähdään kuvassa 3.



Kuva 3. Esimerkki LS-järjestelmä kahdella toimilaitteella. [7]

Kuvan 3 järjestelmä koostuu tehonlähteestä, kuormantuntevasta säätötilavuuspumpusta, kahdesta proportionaaliventtiilistä ja kahdesta toimilaitteesta. Tarkastelussa on käytetty taulukon 1 parametreja ja oletuksia.

Taulukko 1. Esimerkijärjestelmän parametrit. [7, s. 8]

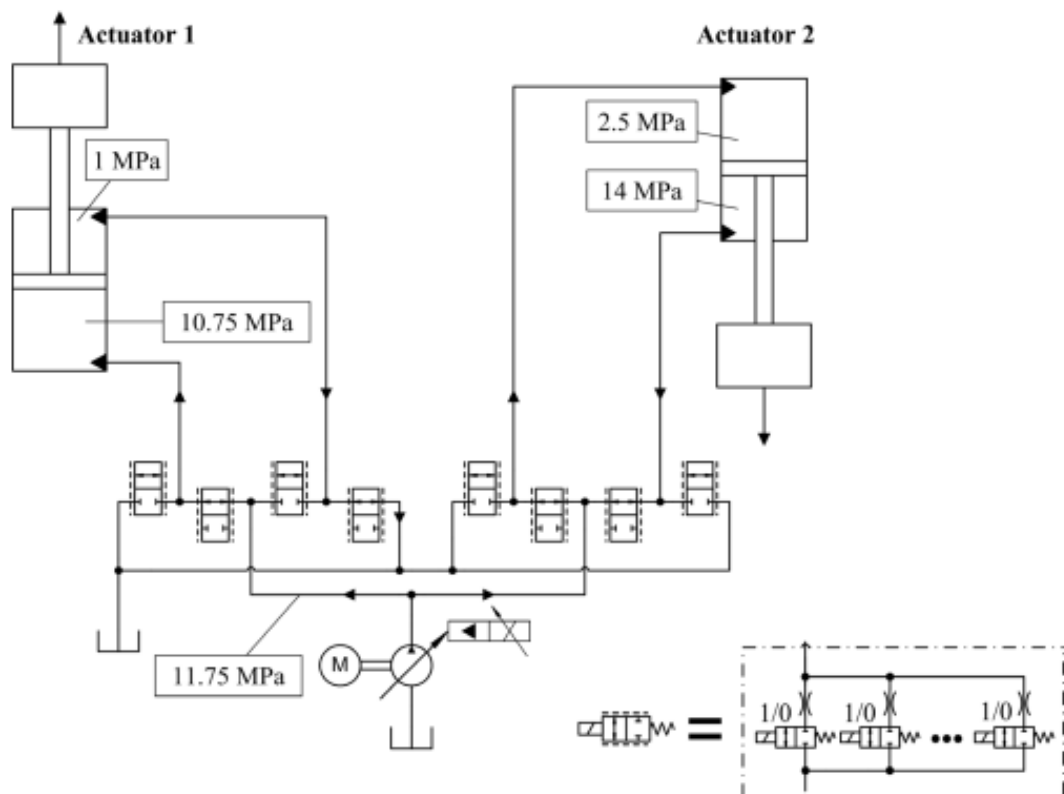
	Vasemmanpuoleinen sylinteri	Oikeanpuoleinen sylinteri
Kuormittava voima	100 kN	-50 kN
Männän nopeus	0,2 m/s	0,2 m/s
Mekaaninen teho	20 kW	-10 kW
Männän pinta-alat	0,01 m ² / 0,0075 m ²	0,008 m ² / 0,005 m ²
Iskupituus	0,5 m	0,5 m

Lisäksi LS-paine-eroksi otetaan 1 MPa ja sylinterin kammion minimipaineeksi 1 MPa.

Vasemmanpuoleinen sylinteri tekee työtä nostaessaan kuormaa ja tarvitsee siten tilavuusvirtaa sekä 10,75 MPa paineen. Oikeanpuoleinen sylinteri tekee negatiivista työtä, eli luovuttaa tehoa. LS-pumpun tuottama paine määräytyy vasemmanpuoleisen sylinterin

terin tarvitseman, korkeamman paineen perusteella. Oikeanpuoleisen sylinterin nopeus on siihen kohdistuvan voiman suuntainen, eli se tuottaa tehoa, mutta silti LS-pumpun pitää toimittaa myös sille tilavuusvirtaa, jotta sylinteri ei kavitoi. Tästä syntyy hukkateho, koska LS-pumppu tuottaa oikeanpuoleiselle sylinterille tilavuusvirtaa 11,75 MPa paineella, vaikka se ei tarvitse painetta kuin murto-osan tästä. Lisäksi kuormanlaskussa syntyvä teho menee hukkaan.

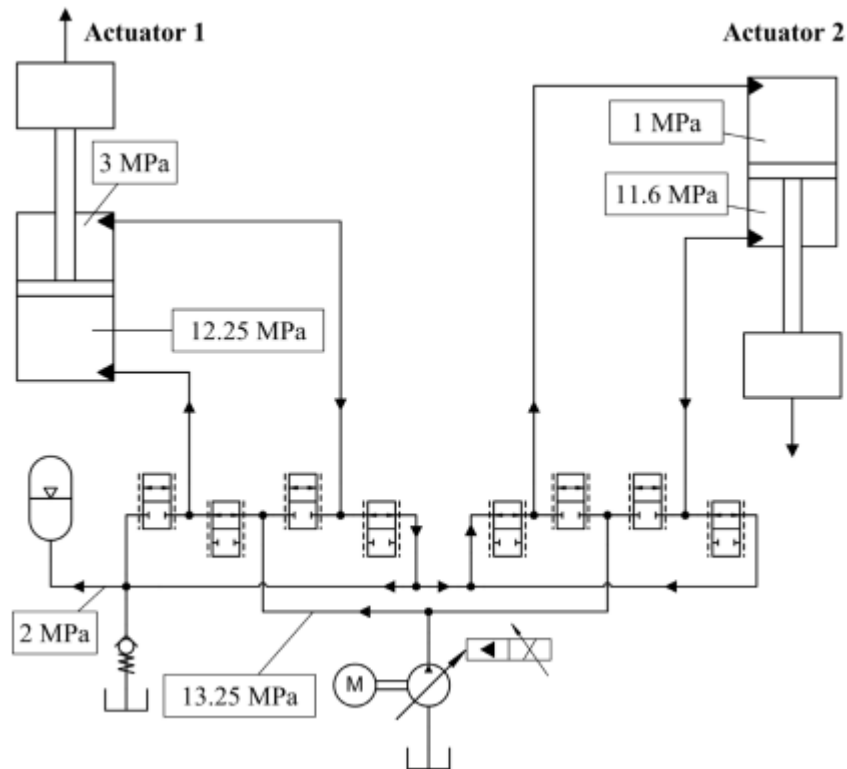
Kuvassa 4 edellisen järjestelmän proportionaaliventtiilit on korvattu erillisreunaohjauksella, ja jokainen ohjausreuna on toteutettu DFCU:lla. Erillisreunaohjauksessa hukkateho pienenee. Nyt oikeanpuoleista sylinteriä ohjataan differentiaalikytkenä, mikä



Kuva 4. LS-järjestelmä erillisreunaohjauksella. [7]

ei ole mahdollista kuvan 3 järjestelmän proportionaaliventtiileillä. Oikeanpuoleisen sylinterin männänvarrenpuoleisesta tilavuudesta poistuvaa tilavuusvirtaa ei ohjata säiliöön, vaan sylinterin toiselle puolelle. Tässä tapauksessa tarvitaan vähemmän tehoa verrattuna kuvan 3 tapaukseen, koska LS-pumppu joutuu tuottamaan vähemmän tilavuusvirtaa oikeanpuoleiselle sylinterille.

Energiatehokkuutta voidaan edelleen parantaa lisäämällä järjestelmään matalapaineakulla (2 MPa) paineistettu paluulinja, kuten kuvan 5 järjestelmässä on tehty.



Kuva 5. LS-järjestelmä erillisreunaohjauksella ja paineistetulla paluulinjalla. [7]

Matalapaineakku varastoi järjestelmästä palaavaa nestettä ja pystyy syöttämään tilavuusvirtaa tarvittaessa takaisin toimilaitteille. Matalapaineakun täyttyessä jousikuormitettu vastaventtiili päästää nesteen säiliöön, mikä aiheuttaa jonkin verran tehohäviötä. Nyt oikeanpuoleinen sylinteri ei tarvitse ollenkaan tilavuusvirtaa LS-pumpulta, koska se saa kaiken tarvitsemansa tilavuusvirran suoraan paineistetusta paluulinjasta. LS-pumpun painetaso nousee paluulinjan paineistamisen vuoksi hieman, mutta kokonaisuudessaan tämä järjestelmä on energiatehokkaampi kuin kuvan 4 järjestelmä. Kuvan 5 järjestelmän energiatehokkuutta voidaan edelleen parantaa korvaamalla LS-pumppu DHPMS:llä, jota käsitellään seuraavassa luvussa.

2.2.2 Digitaalihydraulinen tehonhallintayksikkö

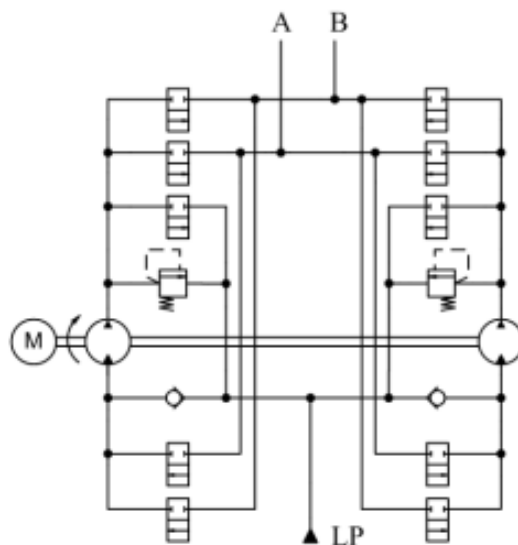
Hydraulpumpuissa digitaalisuuden periaatetta on jo pitkään sovellettu kytkemällä järjestelmän vakiotilavuuspumppuja päälle ja pois. Tällaisessa pumppuyksikössä jokainen pumppu muodostaa yksittäisen digitaalisen elementin, jolla on kaksi arvoa; kukin pumppu joko tuottaa tietyn suuruisen tilavuusvirran tai ei tuota lainkaan tilavuusvirtaa. Tällä tavalla hydraulijärjestelmälle on voitu syöttää erisuuruisia portaallisesti muuttuvia

syöttötilavuusvirtoja kokonaistilavuusvirran riippuessa käynnissä olevien pumppujen määrästä ja niiden yksittäisistä tuotoista. [1, s. 343]

Digitaalisilla on/off-venttiileillä pumpun tuotto voidaan ohjata joko järjestelmään, tai pienillä häviöillä takaisin säiliöön, pumpun pyöriessä jatkuvasti. Pumppujen tuottaman tilavuusvirran ohjaus kannattaakin toteuttaa on/off-venttiileillä pumppujen käynnistämisen ja pysäyttämisen sijasta, koska tämä tuottaa tilavuusvirran nopeamman ohjattavuuden. [1, s. 434-435]

Digitaalihydraulisten pumppujen kehitys onkin johtanut DHPMS:n [8] (Digital Hydraulic Power Management System) keksimiseen. DHPMS ei ole vain pumppu, vaan nimensä mukaisesti digitaalihydraulinen tehonhallintayksikkö. Se pystyy hydraulisen tehon tuottamisen lisäksi myös vastaanottamaan ja muuntamaan sitä.

DHPMS koostuu useasta rinnankytketystä pumppumootorista (hammaspyörä pumppumootorista), jotka kaikki on myös kytketty samaan akseliin. Tällöin jokainen pumppumootori voidaan kytkeä kolmeen eri tilaan, eli tuottamaan tehoa järjestelmään (pumppu), ottamaan tehoa järjestelmästä (moottori) sekä pyörimään tyhjäkäynnillä. DHPMS:n toteutus kahdella kiinteätilavuuksisella pumppumootorilla ja kahdella toimilaiteliitännällä on esitetty kuvassa 6.

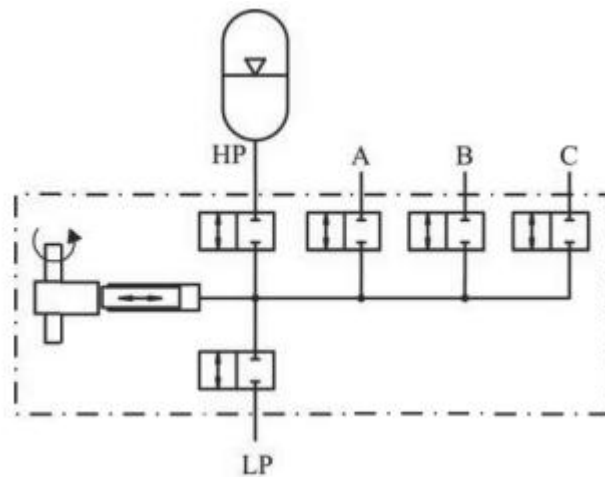


Kuva 6. DHPMS kahdella kiinteätilavuuksisella pumppumootorilla. [2, s. 6]

Toimiessaan pumppuna kuvan 6 DHPMS:n yksi tai useampi pumppumoottori ottaa nestettä matalapaineisesta säiliölinjasta (LP) ja pumppaa sen joko molempiin tai toiseen toimilaiteliitännöistä (A ja B). Pumppumoottorit saavat tehonsa samalta akselilta ja tilavuusvirtojen ohjaus tapahtuu on/off-venttiileillä. Toimiessaan moottorina DHPMS:n yksi tai useampi pumppumoottori ottaa nestettä toimilaiteliitännöistä ja syöttää sen matalapaineiseen säiliölinjaan. Tällöin pumppumoottori syöttää tehoa akselille. Lisäksi jokainen pumppumoottori voidaan ohjata tyhjäkäynnille, jolloin ne ottavat nesteen LP-linjasta ja syöttävät sen myös sinne takaisin.

DHPMS:n jokainen pumppumoottori-yksikkö voidaan ohjata mihin tahansa kolmesta em. tilasta milloin tahansa, koska on/off-venttiilien kytkennät eivät ole toisistaan riippuvaisia. Nyt esimerkiksi kuvan 6 vasemmanpuoleinen pumppumoottori pystyisi ottamaan tilavuusvirtaa toimilaiteliitännästä A ja syöttämään tehoa pumppumoottorien yhteiselle akselille. Samalla oikeanpuoleinen pumppumoottori pystyisi syöttämään tilavuusvirtaa toimilaiteliitännäänsä B ja ottamaan tehoa pumppumoottorien yhteiseltä akselilta.

Edellä kuvattiin DHPMS:n toteutus hammaspyöräpumppumoottoreilla, mutta ne voidaan edelleen korvata mäntäkoneen sylintereillä. Mäntäkoneen jokainen sylinteri toimii pumppumoottorina ja jokaista sylinteriä ohjataan on/off-venttiileillä. Kuvassa 7 on esitetty vastaava toteutus yhdellä pumppumoottorisylinterillä, kolmella toimilaiteliitännällä sekä paineakku-liitännällä. Tästä eteenpäin DHPMS:llä tarkoitetaan nimenomaan sen mäntä-versiota.



Kuva 7. DHPMS mäntätoteutuksella. [8, s. 8]

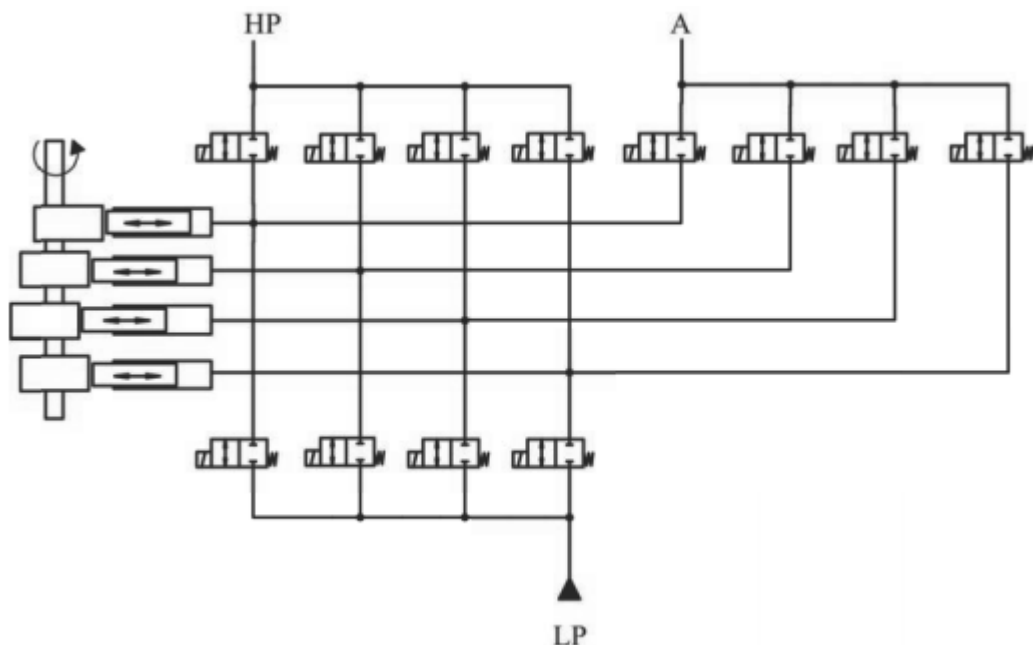
Artemis-yhtiö on toiminut pioneerinä mäntä-tyyppisten digitaalipumppumoottorien kehittäjänä. Tutkimus on aloitettu jo 1980-luvulla [9; 10]. He kehittävät sovelluksia pääasiassa hydrostaattisten voimansiirtojen alueelle. [8, s. 8-9, 18] Itse asiassa DHPMS on laajennus digitaalihydrauliseen pumppumoottoriteknologiaan. [8, s. 9]

DHPMS:n toteutus mäntäkoneella on muuten samanlainen kuin toteutus pumppumoottoreilla, mutta mäntäkoneentapauksessa on/off-venttiileillä pitää ohjata myös sylinterien imu- ja poistovaihe. Tämä tarkoittaa on/off-venttiileille taajempaa tilanvaihtoa. Hammaspyörä pumppumoottori -toteutuksessahan ei tarvitse tehdä tilanvaihtoja mikäli virtausreitit eivät muutu.

Kun mäntä alkaa liikkua kuvassa 7 vasemmalle avataan se portti, josta halutaan ottaa nestettä. Tämä on imuvaihe. Kun mäntä lähtee liikkumaan oikealle, ollaan pumpausvaiheessa, jolloin suljetaan se portti, josta neste imettiin. Seuraavaksi avataan se portti, johon nestettä halutaan syöttää. Venttiilien tilanvaihtojen oikealla ajoituksella

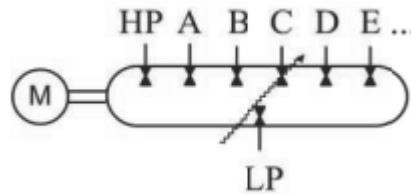
pystytään päättämään tarkasti nesteen esipuristuspaine ja synkronoimaan sylinterinpaine avattavan liitännän paineen kanssa. Myös tässä toteutuksessa pystytään ottamaan nestettä mistä tahansa portista ja syöttämään sitä mihin tahansa porttiin. Energian talteenotto onnistuu DHPMS:llä käyttämällä hyväksi pyörivän akselin inertiaa tai syöttämällä tilavuusvirtaa paineakkuun, joka liitetään yhteen DHPMS:n porteista, kuten kuvassa 7 on tehty.

Kuvassa 8 on esitetty DHPMS:n mäntätoteutus, jossa on yhden sijasta neljä sylinteriä. Jokainen mäntä on kiinnitetty yhteiseen akseliin ja niillä on tietty kiinteä vaihe-ero. Aivan kuten kuvan 6 pumppumootori toteutuksessa myös tässä tapauksessa jokainen sylinteri pystyy ottamaan tehoa mistä tahansa portista, tuottamaan tehoa mihin tahansa porttiin ja toimimaan tyhjäkäynnillä. Tyhjäkäynti pystytään toteuttamaan avaamalla pelkästään sylinterin matalapaineisen säiliölinjan venttiili ja pitämällä paineakku sekä toimilaiteliitännät suljettuina.



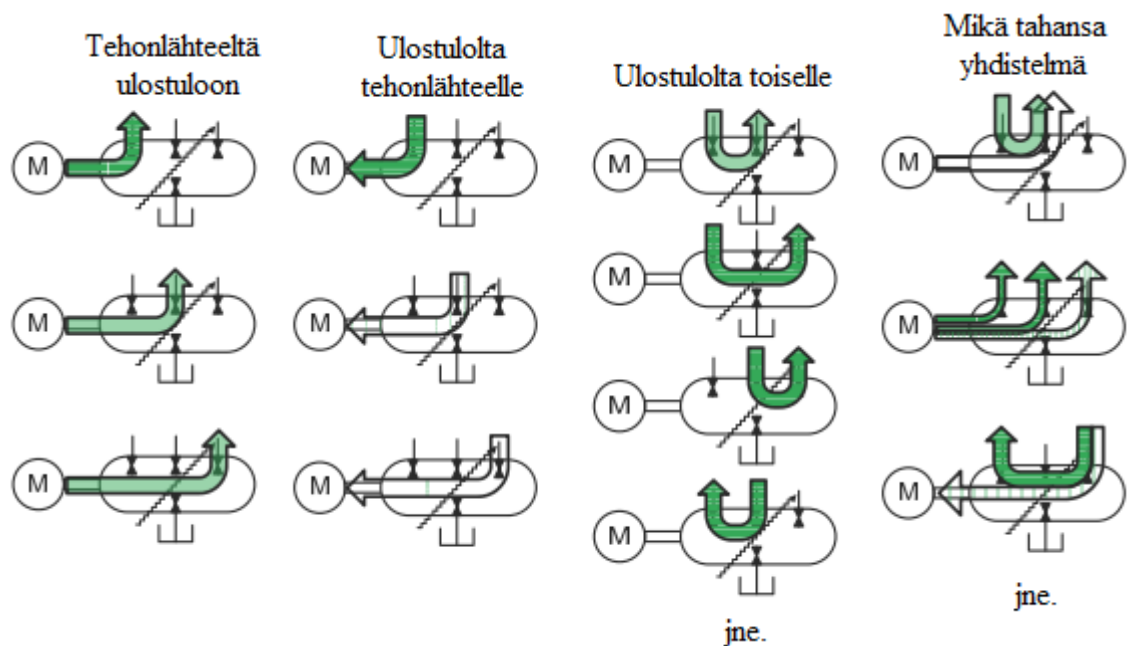
Kuva 8. DHPMS neljällä sylinterillä, yhdellä paineakkuliitännällä (HP) ja yhdellä toimilaiteliitännällä (A). [8, s. 11]

Kuvassa 9 on esitetty DHPMS:n piirrosmerkki. Merkissä näkyy useita itsenäisiä liitännöitä. LP-liitäntä on tyypillisesti matalaan paineeseen paineistettu säiliölinja. HP-liitäntä vie korkeapaineiselle paineakulle, jota käytetään energian varastointiin. Lisäksi kuvan 9 DHPMS:ssä on ennalta määrätty määrä toimilaiteliitännöitä (A, B, C, D...). Kuvassa 9 on esitetty myös tehonlähde, jonka inertiamomentin on oltava riittävä tasoittamaan DHPMS:n akselin vääntöön aiheuttamat värähtelyt. [8, s. 8-9]



Kuva 9. DHPMS:n piirrosmerkki. [8, s. 8]

Tehon kulkureittejä DHPMS:ssä on visualisoitu kuvaan 10. Tärkeintä on huomata, että DHPMS:n kaikki portit pystyvät syöttämään ja vastaanottamaan tilavuusvirtaa.

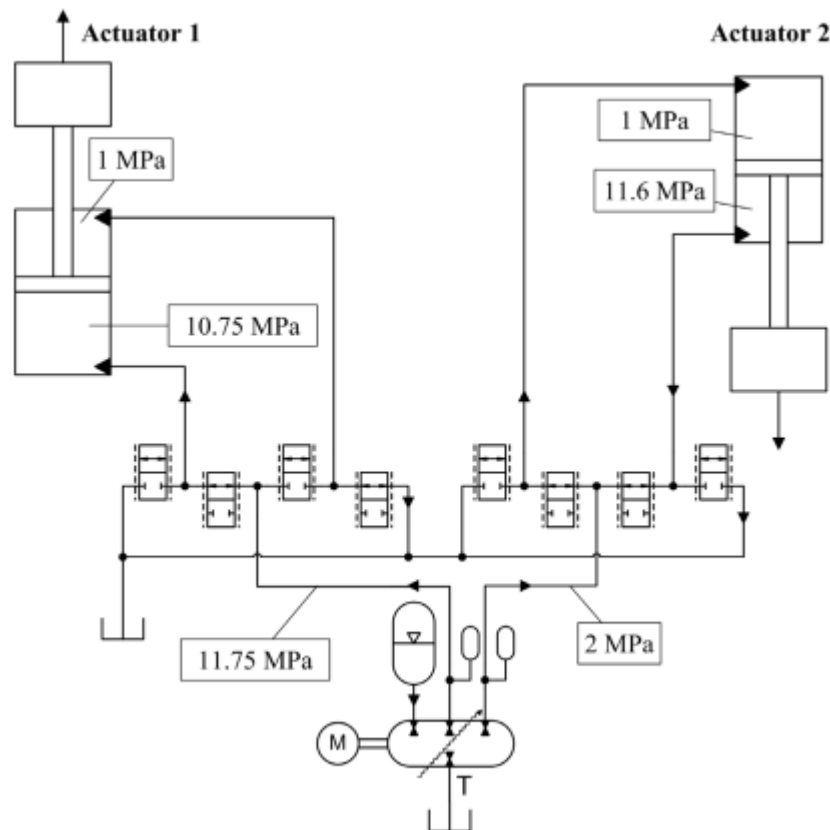


Kuva 10. Tehon kulkureittejä DHPMS:ssä. [8, s. 13] (tekstit suomennettu)

Mäntä-tyyppisellä DHPMS:llä pystytään tuottamaan mikä tahansa keskimääräinen tilavuusvirta, mutta esimerkiksi vain yhden sylinterin omaavaan DHPMS:n tuottama tilavuusvirta olisi hyvin epätasaista ja sopimatonta moniin sovelluksiin. Kuitenkin mm. sylinterien määrää kasvattamalla saadaan tuotettua tasaisia diskreettejä tilavuusvirtoja. [8, s. 12-14] Koska DHPMS pystyy tuottamaan vain tiettyjä diskreettejä tilavuusvirtoja, se ei kykene tuottamaan tarkasti toimilaitteen tarvitsemaa tehoa [8, s. 14-15], kuten mainittiin luvussa 2.2.1. DHPMS pystyy kuitenkin vaihtamaan tilaansa hyvin nopeasti nopeiden on/off-venttiilien ansiosta. Tällöin myös sen luovuttama teho pystytään sovitamaan nopeasti mahdollisimman lähelle toimilaitteen tarvitsemaa tehoa.

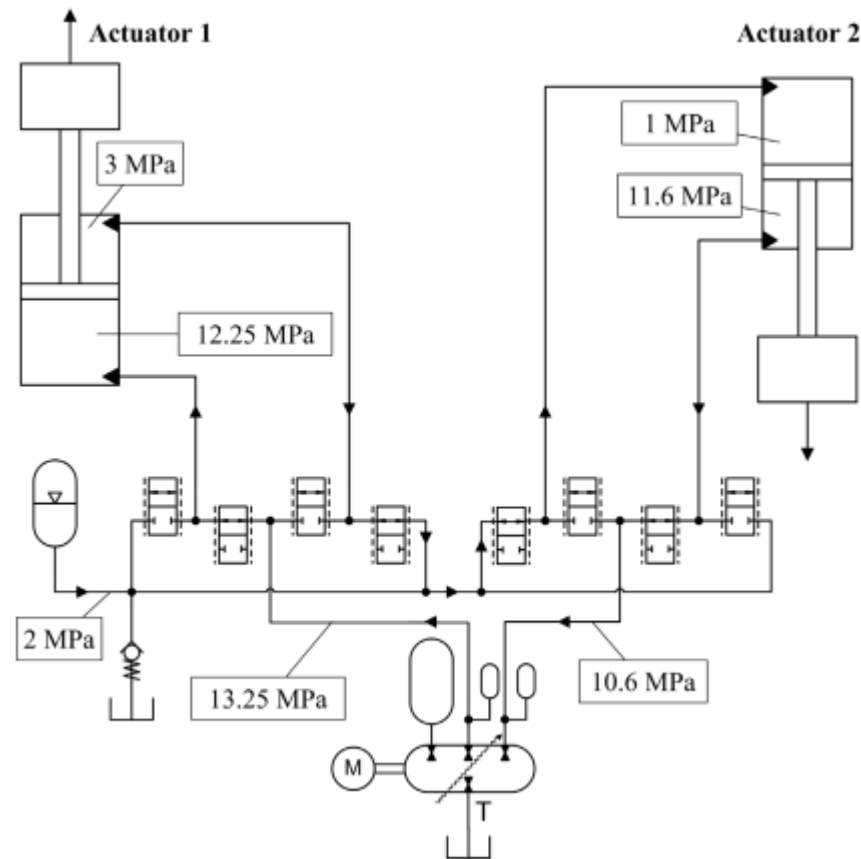
Palataan luvussa 2.2.1 käsiteltyyn esimerkijärjestelmään (kuvat 3 - 5). Kuvan 4 järjestelmän energiatehokkuutta voidaan parantaa myös korvaamalla LS-pumppu DHPMS:llä ja tällainen järjestelmä nähdään kuvassa 11. Molemmat toimilaitteet on kytketty DHPMS:ssä omiin toimilaiteliitäntöihinsä, mikä mahdollistaa erisuuruisen pai-

netason molemmille toimilaitteille. Oikeanpuoleiselle sylinterille syötetään tilavuusvirtaa vain sen tarvitsemalla painetasolla, mikä parantaa hyötysuhdetta.



Kuva 11. Digitaalihydraulinen järjestelmä. [7, s. 13]

Käsitellyistä esimerkkijärjestelmistä paras energiatehokkuus saavutetaan vasta, kun digitaalihydrauliseen järjestelmään lisätään paineistettu paluulinja. Kuvan 12 järjestelmässä DHPMS syöttää tehoa vasemmanpuoleiselle sylinterille, mutta vastaanottaa tehoa oikeanpuoleiselta sylinteriltä.



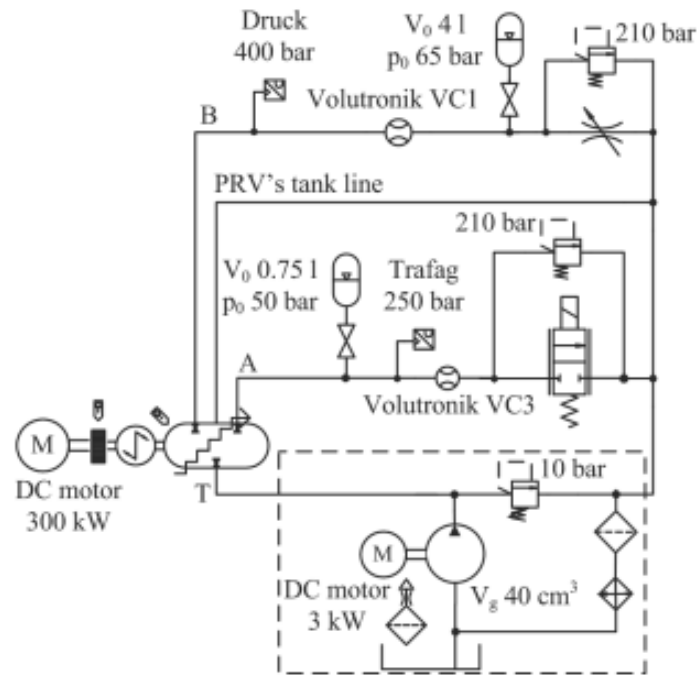
Kuva 12. Digitaalihydraulinen järjestelmä paineistetulla paluulinjalla. [7, s. 14]

Oikeanpuoleisen sylinterin tarvitsema tilavuusvirta syötetään kokonaan paineistetusta paluulinjasta. Nyt DHPMS pystyy syöttämään oikeanpuoleiselta sylinteriltä saatua tehoa joko vasemmanpuoleiselle sylinterille tai korkeapaineakulle.

2.3 Paineistettu säiliölinja

DHPMS:n säiliölinjana toimii matalapaineinen (esim. 0,5 - 1 MPa) LP-linja (Low Pressure) kuten kuvista 7 - 9 nähdään. Koska sylinterit imevät hydraulinesteen aina on/off-venttiilin kautta (kuva 8) syntyy painehäviö. Paineistetulla säiliölinjalla, tai matalapainelinjalla, varmistetaan, että DHPMS:n sylintereillä on aina riittävä imupaine.

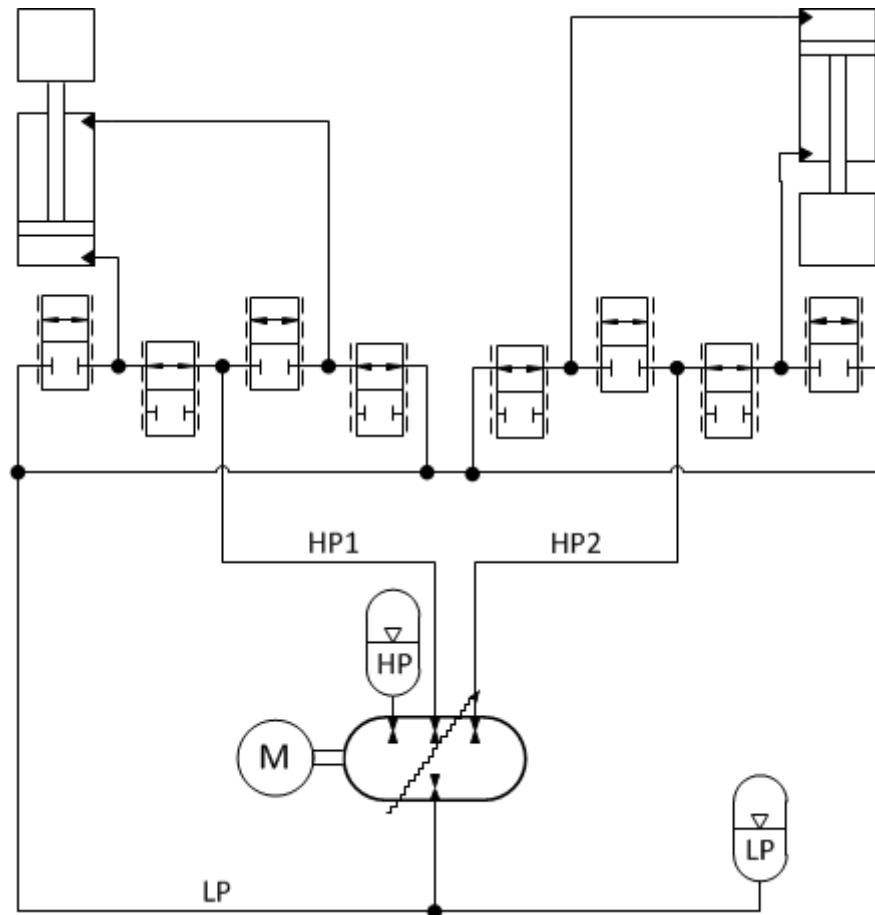
Lähde [11] esittelee DHPMS:n prototyypiversion, jonka avulla on arvioitu sen suorituskykyä. Prototyyppi koostuu kuudesta sylinteristä, nopeista on/off-venttiileistä ja se sisältää kaksi itsenäistä ulostuloa sekä apupumpulla paineistetun säiliölinjan. Kuvassa 13 on esitetty lähteessä [11] käytetty mittauskytkentä.



Kuva 13. Kokeellisen DHPMS:n mittauskytkentä. [11, s. 134]

DHPMS:n sylintereitä ohjaavien on/off-venttiilien painehäviö oli 0,5 MPa 23 L/min tilavuusvirralla. Painehäviön vuoksi käytettiin apupumppua, joka paineisti DHPMS:n säiliölinjan 1 MPa paineeseen, jotta pumppusylinterien kavitoinnilta välttyttiin. [11, s. 133-134]

Koska DHPMS tarvitsee imuominaisuuksiensa vuoksi paineistetun säiliölinjan ja taas toisaalta paineistettu paluulinja on todettu energiatehokkaaksi sovellukseksi luvuissa 2.2.1 ja 2.2.2, on hyvin loogista, että nämä on päätetty yhdistää yhteiseksi matalapainelinjaksi (LP kuvassa 14), joka on paineistettu esim. 0,5 - 2,0 MPa paineeseen.



Kuva 14. Paineistettu digitaalihydraulinen järjestelmä.

Kuvan 14 järjestelmä ei tarvitse apupumppua, koska se on täysin suljettu, eikä siinä tarvita normaali ilmanpaineista säiliötä. Toisaalta LP-paineakku, tai matalapaineakku, pystyy syöttämään tilavuusvirtaa toimilaitteille, koska järjestelmä on paineistettu. Matalapaineakun voi myös mieltää paineistetuksi säiliöksi.

Järjestelmä on mahdollinen toteuttaa, mikäli DHPMS on täysin vuodoton siten että vuotoa DHPMS:n koteloon ei esiinny. Mikäli DHPMS vuotaa koteloonsa se tarkoittaa, että kotelo tarvitsee erillisen vuotoliitännän, joka liitetään normaali ilmanpaineiseen säiliöön. Tällöin järjestelmä ei enää ole täysin suljettu.

Voidaan ajatella, että kuvassa 14 oleva matalapaineakku toimii säiliönä ja suorittaa kaikki säiliöltä vaaditut tehtävät. Pohditaan mitä etuja on saavutettu perinteiseen järjestelmään verrattuna, kun esimerkijärjestelmänä pidetään kuvan 3 järjestelmää, jonka ominaisuudet on määritelty taulukossa 1. Oletetaan, että järjestelmässä epäpuhtaudet ja lämpö eivät aiheuta mitään ongelmia. Seuraava pohdinta on vain suuntaa-antavaa, mutta myöhemmin tehtävät simuloinnit antavat tarkemman kuvauksen erään järjestelmän toiminnasta.

Oletetaan, että kuvan 3 perinteinen hydraulijärjestelmä on mitoitettu siten, että pumpun maksimituotto pystyy liikuttamaan molempia sylintereitä 0,2 m/s nopeudella. Tällöin saadaan taulukon 1 perusteella laskettua, että sylinterit aiheuttavat järjestelmään

6,25 litran tilavuusmuutoksen liikkuaan päädyttyä toiseen ja pumpun pitää pystyä tuottamaan tilavuusvirtaa 216 l/min. Säiliön kooksi tulisi perinteisellä mitoitusavalla noin 200 litraa [12, s. 4], mutta mikäli säiliön tehtävänä on vain tilavuusmuutosten ja vuotojen kompensointi huomataan, että kuvan 14 järjestelmään riittää nestetilavuudeltaan alle 10 litran paineakku.

Suljetulla ja paineistetulla digitaalihydraulisella järjestelmällä on selkeät edut, mutta kuvassa 14 ei näy minkäänlaista nesteen kunnossapitoa, kuten suodatusta tai jäähdytystä. Herääkin kysymys: Miten tämä osa-alue pystytään toteuttamaan, vai pystytäänkö? Hydraulinesteen kunnossapitoa käsitellään seuraavassa luvussa 2.4.

Epäpuhtauksien poiston lisäksi kuvan 14 järjestelmä herättää kysymyksiä järjestelmän käytön ja toiminnan kannalta. Mitä jos järjestelmä vikaantuu ja jokin osa pitää vaihtaa? Miten tai minne matalapaineakun paineistus puretaan ennen järjestelmän avaamista? Miten järjestelmä otetaan käyttöön? Edellä mainittuihin kysymyksiin keskitytään luvussa 3.

2.4 Hydraulinesteen kunnossapito

Hydrauliikka perustuu tehon siirtoon nesteen välityksellä. Jotta hydraulijärjestelmä toimii moitteettomasti ja saavuttaa suunnitellun käyttöiän, pitää hydraulinesteen puhtauden olla riittävällä tasolla. Hydraulinesteen epäpuhtaudet aiheuttavat keskimäärin 80 % hydraulijärjestelmien käyttöhäiriöistä [13, s. 1], joten voidaan ajatella, että hydraulijärjestelmien kunnossapito tarkoittaaakin lähinnä hydraulinesteen kunnossapitoa.

Hydraulijärjestelmissä hydraulinesteen riittävyys varmistetaan riittävän suurella nestevarastolla eli hydraulinestesäiliöllä. Säiliön lisäksi järjestelmässä on muita komponentteja, jotka pitävät yllä hydraulinesteen laatua eli esimerkiksi suodattavat nesteestä epäpuhtauksia tai tarvittaessa jäähdyttävät sitä. [14, s. 289] Tässä luvussa käsitellään hydraulinesteen varastointia ja sen huoltoa, koska näissä onnistuminen on perusedellytys laadukkaana hydraulijärjestelmän toiminnalle.

2.4.1 Säiliö

Kaikki hydraulijärjestelmät sisältävät lähes poikkeuksetta jonkinlaisen nestevaraston, ja yleensä se on säiliö. Tämä hydraulijärjestelmän peruskomponentti on kehittynyt koko hydraulijärjestelmien olemassaoloaikana vain vähän, jos sitä verrataan hydraulijärjestelmien muihin komponentteihin kuten venttiileihin, toimilaitteisiin ja pumppuihin.

Säiliön päätehtävä on toimia

- *hydraulijärjestelmän nestevarastona*, minkä lisäksi se toimii myös:
- *Lämmön siirtimenä.*
- *Nesteen sisältämien epäpuhtauksien erottimena*, mikä tarkoittaa lähinnä ilman ja veden erottumista hydraulinesteestä. Mikäli säiliöön kertyy kiinteitä partikkeleita se tarkoittaa, että suodatus ei toimi riittävällä tasolla [15, s. 350].

- *Paineen tasoittajana* [15, s. 350], eli säiliön paine pysyy avoimessa säiliössä normaali ilmanpaineessa tai monissa paineistetuissakin säiliöissä melko matalassa paineessa [15, s. 353-354].
- Järjestelmän *komponenttien rakennuslupana*. [14, s. 315]

Yksinkertainen tankki ei olekaan paras vaihtoehto hydraulinesäiliöksi, vaan suunnittelijat ovat lisänneet siihen esimerkiksi väliseiniä ja erottajaverkkoja, jotta säiliö suoriutuisi kaikista tehtävistään mahdollisimman hyvin. Näiden lisäksi säiliöön voidaan asentaa nesteen ja järjestelmän tilaa valvovia laitteita, kuten lämpö- tai nesteenpinnan-tasonmittareita. [14, s. 316] Vaikka joissakin hydraulijärjestelmissä säiliötä käytetään varsin luovasti moniin tarkoituksiin, etenkin liikkuvan kaluston toteutuksissa on edelleen tavallista, että säiliö toimii vain nestevarastona.

Hydraulijärjestelmä tarvitsee nestevaraston, josta voidaan ottaa nestettä järjestelmän komponenttien käyttöön, ja johon voidaan palauttaa nestettä muualta järjestelmästä. Tässä opinnäytetyössä tarkoitetaan hydraulinesteellä tai nesteellä esimerkiksi mineraaliöljyä, synteettisiä nesteitä tai bioöljyjä, tai vesi-öljy-seoksia (HFA-, HFB- ja HFC-nesteet). Käyttämällä hydraulijärjestelmän väliaineesta nimitystä ”hydraulineste”, halutaan tuoda esille, että mineraaliöljy ei ole ainoa käytössä oleva hydraulijärjestelmien väliaine. Silti työ keskittyy lähinnä öljyn kunnossapitoon, koska se on hyvin yleinen väliaine nykyisissä hydraulijärjestelmissä, ja toisaalta öljyt ovat hydraulinesteen kunnossapidon kannalta vaativampia kuin esimerkiksi vesi tai monet synteettiset nesteet.

Järjestelmän osat (pumput, venttiilit ja toimilaitteet sekä letkut ja putket) varaavat jonkin tilavuuden nestettä ja tämä tilavuus muuttuu järjestelmän tilan mukaan. Tilavuuden muutokseen vaikuttavat erityisesti rakenteeltaan epäsymmetristen toimilaitteiden asema, järjestelmän painetaso ja lämpötila sekä paineakkuihin varastoitunut nestetilavuus järjestelmässä.

Painetaso aiheuttaa tilavuudenmuutoksia laitteiston jouston vuoksi. Tietyn tilavuuden omaavan osan joustavuutta kuvataan puristuskertoimella, joka kuvaa tilavuudenmuutosta jonka tietty paineenmuutos aiheuttaa. Tilavuudenmuutokselle ΔV [m³] voidaan kirjoittaa

$$\Delta V = -\frac{1}{B} V_0 \Delta p \quad (1)$$

jossa B [N/m²] on alkutilavuutta V_0 [m³] kuvaava puristuskerroin ja Δp [Pa] tilavuuden paineenmuutos [14, s. 67]. Järjestelmän puristuskertoiminta ratkaistaessa pitää ottaa huomioon sen eri osatekijät, eli kaikki joustavat komponentit. Järjestelmän kokonaispuristuskertoimelle B_e [N/m²] voidaan kirjoittaa

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_n} + \sum \frac{V_s}{V_{\text{kok}} B_s} + \sum \frac{V_p}{V_{\text{kok}} B_p} + \sum \frac{V_l}{V_{\text{kok}} B_l} \quad (2)$$

jossa B_n [N/m²] on nesteen puristuskerroin, B_s , B_p ja B_l [N/m²] ovat eri komponenttien puristuskertoimia, V_s , V_p ja V_l [m³] ovat puristuskertoimia vastaavien komponenttien tilavuudet ja V_{kok} [m³] on järjestelmän kokonaistilavuus. [14, s. 67-70]

Järjestelmän painetaso muuttaa varsinkin pitkien letkujen tilavuutta, koska letkujen puristuskerroin on yleensä huomattavasti muita komponentteja matalampi. Muiden komponenttien puristuskerroin on yleensä niin suuri, tai niiden sisältämä nestetilavuus niin pieni, että painetason muutoksilla ei ole niiden tilavuuteen merkittävää vaikutusta. Mikäli järjestelmässä on vapaata ilmaa, on painetasolla suuri vaikutus sen tilavuuteen. [14, s. 67-68] Yleensä nesteen puristuskertoimessa otetaan huomioon myös sen sisältämä vapaa ilma, joten järjestelmän sisältämän ilman voidaan ajatella huonontavan nesteen puristuskerrointa, mikä vastaavasti lisää nesteen joustoa.

Lämpölaajeneminen vaikuttaa sekä nesteen että muiden järjestelmän komponenttien tilavuuteen. Volumetrinen lämpölaajeneminen ΔV_t [m^3] voidaan laskea kaavalla

$$\Delta V_t = V_{ot}\beta_t\Delta T_t \quad (3)$$

jossa tilavuuden lämpölaajenemiskerroin $\beta_t = 0,70 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ öljylle, V_{ot} [m^3] on alku-tilavuus ja ΔT_t [K] tilavuudenmuutosta vastaava lämpötilanmuutos. Vastaavasti teräksen β_t on öljyyn verrattuna kertaluokkaa pienempi $0,033 \cdot 10^{-3} - 0,052 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ [16] riippuen teräslaadusta. On tyypillistä, että orgaanisten nesteiden lämpölaajenemiskerroin on kertaluokkaa suurempi kuin kovien kiinteiden aineiden. Tämä tarkoittaa, että hydraulijärjestelmän merkittävin lämpölaajeneminen tapahtuu orgaanisessa hydraulines-teessä, muiden rakenteiden laajetessa vähemmän. Kaavan (3) avulla voidaan kuitenkin laskea, että lämpölaajeneminen ei aiheuta merkittäviä muutoksia järjestelmän tilavuuteen.

Hydraulijärjestelmässä on varastoitava nestettä myös sen ulkopuolelle tapahtuvan vuodon kompensoimiseksi. Vuotojen tilavuusvirta ei normaalitilanteessa ole kovin suuri, mutta ne vaikuttavat silti järjestelmän nestemäärään käyttötuntien kertyessä.

Edellä mainittuja tilavuudenmuutoksia varten säiliössä on oltava riittävästi nestettä ja tilavuutta, mutta suunnittelussa säiliön lopullista nestetilavuutta ei yleensä määritetä tilavuudenmuutosten perusteella. Nesteellä on oltava riittävän pitkä lepoaika säiliössä ennen kuin se järjestelmästä palattuaan otetaan takaisin järjestelmään. Tämä muodostuu yleensä ratkaisevaksi suunnitteluparametriksi. Lepoaikaa tarvitaan, jotta nesteen sisältämät epäpuhtaudet ehtivät erottua nesteestä. Tyypillisesti säiliöt mitoitetaan siten, että neste ehtii levätä säiliössä 2 - 5 minuuttia teollisuuden hydraulijärjestelmissä ja 1 - 2 minuuttia liikkuvankaluston (mobile) hydraulijärjestelmissä. Em. mitoitus johtaa yleensä huomattavasti suurempaan säiliöön kuin järjestelmän tilavuudenmuutosten kompensoimiseksi olisi tarvetta. Teollisuusjärjestelmissä tämä saattaa johtaa myös riittävän suureen säiliöpinta-alaan, jotta erillistä jäähdytintä nesteelle ei tarvita, mutta liikkuvan kaluston järjestelmissä säiliöpinta-ala ei yleensä tähän riitä. [14, s. 320]

Pienissä ja keskisuurissa tehdassovelluksissa suorakulmainen säiliö tarjoaa luonnollisen rakennusalan järjestelmän komponenteille. Suodatin ja pumppu sijoitetaan tyypillisesti säiliöön tai sen yhteyteen, mutta säiliön kanteen voidaan kiinnittää myös järjestelmän venttiilit. Pelkästään järjestelmän toimilaitteet sijoitetaan kauemmas säiliöstä. Paras sijoituspaikka pumpulle on upotettuna nesteeseen tai säiliön alapuolella, koska

tämä tuottaa pumpun imulinjaan nestepatsaan korkeudesta riippuvan hydrostaattisen paineen, mikä vähentää pumpun imulinjan kavitoimisen mahdollisuutta.

Suuremmissa järjestelmissä säiliö on tyypillisesti kyljellään makaava sylinteri, kun taas liikkuvan kaluston järjestelmissä on rajoitetusti tilaa ja laitteen painopiste pitää hallita komponenttien sijoittelulla. Mm. näistä syistä em. sovelluksissa pumppu, venttiilit tai muut komponentit joudutaan usein sijoittamaan kauemmas säiliöstä. [17]

2.4.2 Epäpuhtauksien hallitseminen

Tässä kohdassa tarkastellaan epäpuhtauksien syntyä ja vaikutusta hydraulijärjestelmälle sekä niiden poistamista hydraulijärjestelmästä. Epäpuhtauksilla tarkoitetaan tässä hydraulijärjestelmälle vieraita ja/tai vahingollisia aineita, jotka voivat esiintyä kiinteänä, nesteinä tai kaasuna. Keskitytään tarkastelemaan kiinteitä hiukkasia, vettä ja ilmaa, koska ne ovat yleisimpiä epäpuhtauksia ja muodostavat siten myös suurimman uhan [17, s. 48]. Toki hydraulijärjestelmiä uhkaavat myös muut epäpuhtaudet, kuten mikro-organismit, jotka tarvitsevat selviytyäkseen vettä, tai hapot, joita syntyy öljyn kuluessa, mutta ne ovat yleensä seurausta kolmesta em. epäpuhtaudesta tai johtuvat hydraulijärjestelmän erikoisesta sovellutuspaikasta. Erikoisjärjestelmät vaativat joka tapauksessa erityistä suunnittelua, kuten ydinvoimaloissa, joihin asennetuissa hydraulijärjestelmissä hydraulineeste saattaa altistua säteilylle [17, s. 48-50, 52-56].

Yleensä hydraulijärjestelmien tapauksessa puhutaan pelkästään suodatuksesta epäpuhtauksien poiston yhteydessä, koska hiukkasten vahingollisuus järjestelmälle on nykyään selkeästi tunnistettu. Hydraulinestesäiliö poistaa hydraulinesteestä vettä ja ilmaa, varsinkin mikäli niitä esiintyy paljon (ts. yli saturaatiotason). Monesti tämä katsotaan riittäväksi toimenpiteeksi näiden epäpuhtauksien hallitsemiseksi, eikä suunnittelussa yleensä nähdä tarvetta lisätä järjestelmään erilliskomponentteja poistamaan hydraulinesteestä ilmaa tai vettä. Kuitenkin vesi ja ilma voivat olla yhtä tuhoisia hydraulijärjestelmälle kuin kiinteät epäpuhtaudet, etenkin jos järjestelmässä esiintyy kahta tai useampaa erityyppistä epäpuhtautta; *epäpuhtauksien haitallinen yhteisvaikutus järjestelmään on enemmän kuin osiensa summa* [17, s. 299].

Epäpuhtaudet vaikuttavat toisiinsa ja tästä johtuen puhdas järjestelmä on helpompi myös pitää puhtaana, kun taas likainen järjestelmä synnyttää itse lisää epäpuhtauksia ja vikaantuessaan voi jopa aiheuttaa uusien epäpuhtauksien tunkeutumisen järjestelmään. Esimerkkinä likaisen järjestelmän itsensä synnyttämistä epäpuhtauksista voi mainita tilanteen, jossa kiinteät hiukkaset kiilautuvat komponenttien liukupintojen väliin ja toimivat pienien kaivertimien tavoin uurtaen kanavia toiseen tai molempiin liukupinnoista, mikä vapauttaa lisää kiinteitä hiukkasia nesteeseen [17, s. 20].

Epäpuhtaudet voivat päätyä järjestelmään monella eri tavalla ja kolme eri epäpuhtauksien lähdettä pitää ottaa huomioon [17, s. 21]:

1. *Valmistus, kokoaminen ja ylläpito* – valmistus kokoaminen ja ylläpito ovat prosesseja, jotka *tuovat* epäpuhtauksia järjestelmään jopa ennen kuin järjestelmän toiminta alkaa mutta myös esimerkiksi huoltojen yhteydessä.

2. *Järjestelmän toiminta* - komponenttien kuluminen, korroosio ja hydraulines-teen kuluminen mm. lämpöenergian vaikutuksen alaisena johtavat epäpuhtauksien *muodostumiseen* järjestelmän toiminnan aikana sen sisällä.
3. *Altistuminen* – ympäristölle altistuminen aiheuttaa epäpuhtauksien *tunkeutumisen* komponentteihin, järjestelmään sekä nesteeseen varastoinnin ja toiminnan aikana.

Muut kohdat lienevät selkeitä, mutta epäpuhtauksien tunkeutumista järjestelmään kannattaa tarkastella tarkemmin, koska tämä voi tapahtua usealla eri tavalla:

1. *Tiivistimet ja liitokset*: Hiukkaset tarttuvat sylinterin männänvarteen ja matkaavat tiivistimien alitse. Hiukkaset jäävät männänvarren pieniin tai mikroskooppisiin uurteisiin ja kuoppiin, jolloin männänvarrentiivistin ei pysty pyyhkimään niitä pois. Päädyttyään sylinterin sisällä olevaan nestetilavuuteen hiukkaset irtoavat männänvarresta nesteen kuljetettaviksi.

Normaalisti hydraulijärjestelmässä vallitsee ympäristöään korkeampi paine mikä tarkoittaa, että esimerkiksi viallisen liitoksen läpi vuotava neste estää epäpuhtauksia pääsemästä järjestelmään. Paineen putoaminen järjestelmässä voi kuitenkin imeä epäpuhtauksia järjestelmään varsinkin viallisten tiivistimien ja liitosten läpi. Esimerkiksi, jos sylinterillä lasketaan taakkaa tai hydraulimoottori pääsee ryntäämään, on mahdollista, että tilavuusvirta toimilaitteelle ei ole riittävä. Tällöin toimilaitteelle menevän painelinjan paine voi pudota alle ilmakehänpaineen.

2. *Säiliön huuhotus*: Hydraulinesteen määrä säiliössä vaihtelee järjestelmän toiminnan vuoksi, jolloin ilmaa virtaa sisään säiliöön ja ulos säiliöstä. Säiliön huuhotuskanava varustetaan suodattimella, joka suodattaa pois osan ilman sisältämistä hiukkasista, mutta yleensä suodatin ei kuivaa säiliöön tulevaa ilmaa. Tällöin vesi pääsee säiliöön ilmankosteuden muodossa. Ilmankosteuden saturaatiopiste on eksponentiaalisesti lämpötilariippuva siten, että lämpimään ilmaan imeytyy enemmän kosteutta kuin kylmään. Tämä tarkoittaa, että lämpimän ja kostean ilman jäähtyessä saturaatiopiste laskee ja vesi kondensoituu pois ilmasta. Tätä kohtaa, kun saavutetaan 100 % ilmankosteus, kutsutaan kastepisteeksi. Esimerkiksi, kun järjestelmä sammutetaan ilta-päivällä, se jäähtyy, ja samalla jäähtyy myös säiliön sisällä oleva ilma. Jäähdytyvä ilma supistuu ja imee ympäristöstä mahdollisesti lämmintä ja kosteaan ilmaa säiliöön. Illalla ja yöllä ympäristön lämpötila laskee, jolloin säiliössä oleva, kostea ilma tuottaa kastetta ja siten vettä hydraulinesteeseen.

Lisäksi hydraulinesteet ovat yleensä hygroskooppisia, eli ne imevät vettä itseensä jopa pelkästä ilmasta, vaikka kastepistettä ei edes saavuteta. Tämä voi johtaa korkeisiin vesimääriin, mikäli neste on tekemisissä kostean ilman kanssa. [17, s. 47]

3. *Jäähdyttimen vuoto*. Mikäli järjestelmässä käytetään vesikiertoista jäähdytintä, on olemassa mahdollisuus, että jäähdyttimeen tulee vuoto. Tällöin jääh-

dytysneste lisäaineineen ja hiukkasineen pääsee sekoittumaan hydraulines- teeseen.

Epäpuhtauksien määrää järjestelmässä voidaan vähentää estämällä epäpuhtauksien pääsy järjestelmään em. lähteistä tai poistamalla järjestelmässä jo olevia epäpuhtauksia esimerkiksi suodattamalla. Järjestelmän- ja hydraulinesteen iän sekä käyttö- ja huolto- kulujen kannalta paras lähestymistapa epäpuhtauksiin voidaankin jakaa neljään kohtaan [17, s. 17]:

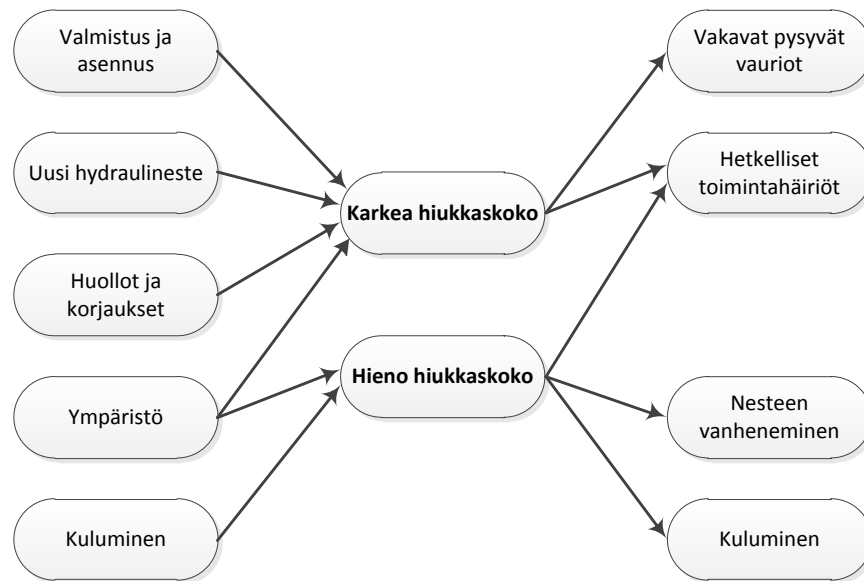
1. Päätellään, tarkkaillaan ja pidetään yllä haluttua nesteen puhtaustasoa ja tämän perusteella:
2. Aloitetaan erittäin puhtaalla järjestelmällä ja nesteellä
3. valitaan suodattimet jotka pystyvät ylläpitämään halutun puhtaustason käyttöolosuhteissa ja
4. suodatetaan järjestelmään lisättävä neste perusteellisesti ennen lisäystä järjestelmään.

Tätä voidaan pitää järjestelmän ylläpidon kannalta ennaltaehkäisevänä lähestymis- tapana, jossa epäpuhtauksien kulkeutuminen järjestelmään eri lähteistä pyritään mini- moimaan. Lisäksi puhtaustaso pyritään pitämään jatkuvasti hyvänä poistamalla epäpuh- tauksia järjestelmästä, jolloin myös järjestelmä itse synnyttää vähemmän epäpuhtauksia. Ennaltaehkäisevä ja ennakoiva huoltotoiminta on teollisuudessa yleensä kustannuste- hokkain toimintatapa, kun huomioidaan järjestelmän koko elinkaari.

2.4.3 Hiukkaset

Kiinteät epäpuhtaudet eli hiukkaset uhkaavat hydraulijärjestelmissä niille altistuvia pin- toja sekä hydraulinestettä. Jotta hiukkasten aiheuttamilta vaurioilta vältytään, on niiden määrää hydraulijärjestelmässä hallittava. Suurin uhka, jonka hiukkaset muodostavat järjestelmälle, on komponenttien eroosio[17, s. 34], mutta ne voivat aiheuttaa esimer- kiksi komponenttien jumittumista eli toimintahäiriöitä ja katalysoida hydraulinesteen vanhenemiseen johtavia kemiallisia reaktioita.

Kiinteiden epäpuhtauksien vaikutus järjestelmään riippuu hiukkasten materiaalista, kovuudesta, koosta, muodosta ja määrästä. [14, s. 290] Kiinteät epäpuhtaudet voidaan yleisluontoisesti jaotella lähteensä, haittavaikutustensa ja tietenkin kokonsa perusteella karkeaan ja hienoon hiukkaskokoon [14, s. 289-295] (kuva 15).



Kuva 15. Kiinteiden hiukkasten lähteet, -koko ja -seuraukset. [14, s. 294]

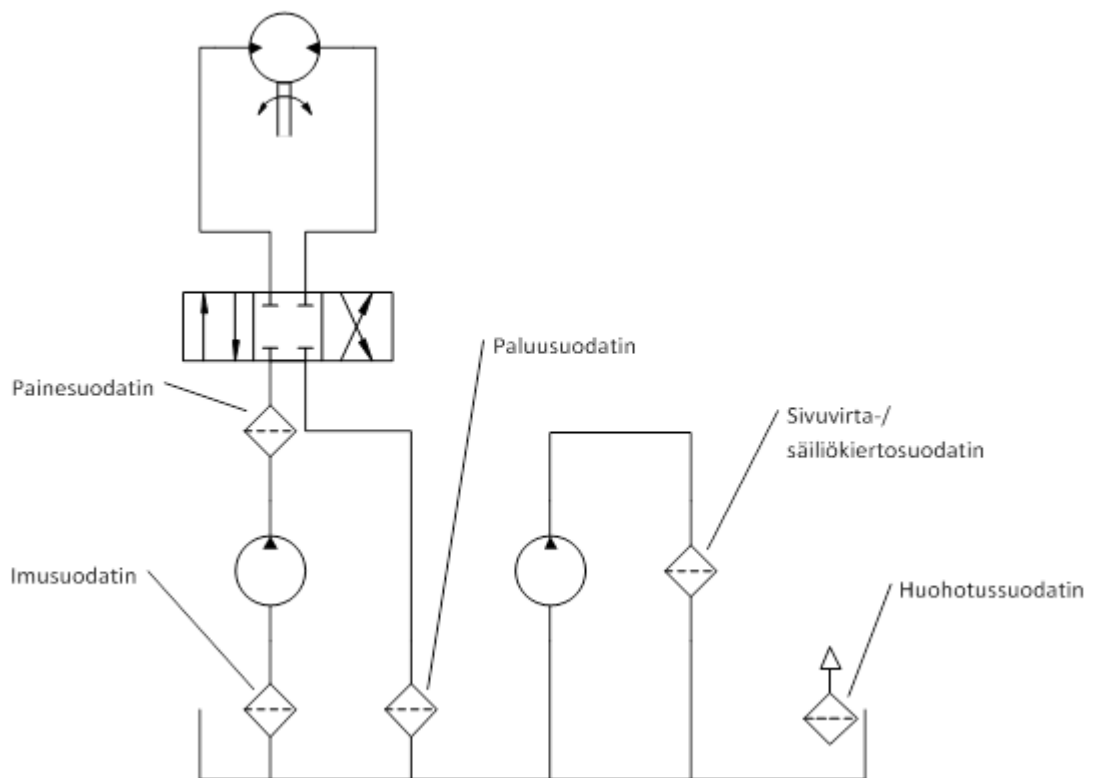
Kuvan 15 kaavio kuvaa suurpiirteisesti karkean- ja hienon koon omaavien hiukkasten yleisimmät lähteet ja vaikutukset järjestelmälle. Jako hiukkaskokojen välillä ei ole täysin selkeä ja riippuu mm. järjestelmän komponenteista ja painetasosta, mutta halkaisijaltaan $< 5 \mu\text{m}$ hiukkaset voidaan yleensä lukea hienoiksi ja $> 20 \mu\text{m}$ karkeiksi, hydraulijärjestelmien komponenttien sisältämien välysten perusteella. Näiden kokorajauksen välimaastoon jäävät hiukkaset voidaan usein lukea kumpaan ryhmään tahansa järjestelmästä riippuen. Hydraulikomponenteille tyypillisiä välyksiä löytyy taulukosta 2.

Taulukko 2. Hydraulikomponenttien dynaamisia välyksiä. [14, s. 291]

Komponentti/vällys	Vällys [μm]
Hammaspyöräpumppu	
hampaan kärki – kammion seinä	0,5 - 5
hammaspyörä - sivulevy	0,5 - 5
Siipipumppu	
siiven kärki – kammion seinä	0,5 - 5
siipi – sivulevy	5 - 25
Mäntäpumppu	
mäntä – sylinteriseinä	5 - 40
venttiililevy - sylinteriryhmä	0,5 - 10
Luistiventtiili	
luisti – runko	5 - 25
Servoventtiili	
luisti – runko	2 - 8
suutin – läppä	20 - 70
suutin (halkaisija)	100 - 400
Hydrostaattinen laakeri	1 - 30

Välkyksiin nähden suurikokoiset eli karkeat hiukkaset aiheuttavat äkillisiä vakavia sekä pysyviä vaurioita tai toimintahäiriöitä ja ne voivat myös pysyvästi tukkia ahtaita virtauskanavia kuten vuoto- ja esiohjauskanavia. Komponenttien välysten kokoiset ja tätä pienemmät eli hienot hiukkaset aiheuttavat järjestelmän hitaampaa vaurioitumista, eli kulumista. Kriittinen hiukkaskoko on noin 80 - 120 % komponentin välkystä mistä seuraa, että 0,4 µm suuremmat hiukkaset ovat merkityksellisiä kulumisen kannalta. [17, s. 21] Kuluminen suurentaa komponenttien välkyksiä samalla huonontaen niiden suorituskykyä. Kuluminen myös lisää hienojen hiukkasten määrää järjestelmässä mikä edelleen nopeuttaa kulumista ja johtaa lopulta jopa komponentin tai järjestelmän vakavaan vaurioitumiseen. Pienikokoiset hiukkaset voivat aiheuttaa hetkellisiä tai vakavia toimintahäiriöitä kasautuessaan esimerkiksi venttiileihin ja estäessään karan liikkumisen. [14, s. 290-294] Suuret konsentraatiot pieniä (halkaisijaltaan 2 - 5 µm) metallihiukkasia edistävät suuresti hydraulinesteen vanhenemiseen johtavia hapettumisreaktioita. [17, s. 253] Kuvan 15 kaaviosta nähdään, että hydraulijärjestelmälle erityisen vahingollisia karkeita hiukkasia tulee yleensä järjestelmän ulkopuolelta, kun taas järjestelmän sisäinen kuluminen synnyttää vain lähinnä hienon koon omaavia hiukkasia.

Hiukkasia poistetaan hydraulinesteestä suodattimilla, joita on useaa eri tyyppiä. Kuvassa 16 on esitelty suodatintyypit ja niiden sijoittelu hydraulijärjestelmässä.



Kuva 16. Suodattimien sijoituspaikat. [14, s. 303-306]

Yleisin on *paluusuodatin*, joka asennetaan hydraulipiirin matalapaineiseen paluulinjaan, minkä vuoksi sitä ei yleensä voida vaihtaa sammuttamatta järjestelmää. Tämä suodatustapa on melko tehokas, koska hiukkaskonsentraatio on suuri juuri järjestelmästä palaavassa nesteessä. Se on myös halpa ja helppo toteuttaa paluulinjan matalan paineen vuoksi, mutta sen huono puoli on hydraulinesteen suodatuksen sitominen järjestelmän työkiertoon. Tämä yleensä aiheuttaa suodattimelle epätasaista tilavuusvirtaa sekä tekee nesteen suodatusvälistä vaihtelevan ts. ei välttämättä tiedetä kuinka usein koko järjestelmän nestemäärä kulkee suodattimen läpi.

Suodatuksen tehokkuus kärsii vaihtelevasta tilavuusvirrasta. Suodatin sitoo hiukasia kuin siivilä. Hiukkaset, jotka ovat suurempia kuin suodatinmateriaalin läpi johtavien kanavien halkaisija, jäävät jumiin suodattimeen ja poistuvat näin nestekierrosta. Tämä on kuitenkin vain yksi suodattimen monista toimintatavoista. Kuiduista koostuva suodatinmateriaali sisältää myös onkaloita, tai suvantoja, joiden läpi ei tapahdu virtausta. Hiukkaset, jotka joutuvat tällaiseen onkaloon, jossa neste seisoo, todennäköisesti myös pysyvät siellä mikäli olosuhteissa ei tapahdu suurta muutosta. Kuitenkin nesteen virtausnopeuden kasvaessa myös näihin onkaloihin syntyy virtausta, jolloin hiukkaset voivat lähteä liikkeelle ja poistua suodattimesta. Kolmantena suodatinten toimintatapana voi mainita Van der Waals- ja elektrostaattiset voimat, jotka saavat hiukkaset kiinnittymään suodatinmateriaalin pintaan. Mikäli em. voimat kykenevät voittamaan nesteen virtauksen hiukkasiin kohdistamat voimat, pysyvät hiukkaset kiinni suodatinmateriaalissa. Kuitenkin taas nesteen virtausnopeuden kasvaessa hiukkaset saattavat irrota suodatinmateriaalista. Samalla tavalla kuin nesteen virtausnopeus, myös sen viskositeetti, vaikuttaa hiukkasten pysymiseen suodattimessa, koska viskositeetin kasvu kasvattaa hiukkasiin kohdistuvia voimia. Voidaankin todeta, että kaikin puolin tasaiset olosuhteet edistävät suodattimen toimintaa. [17, s. 198-205]

Järjestelmään saatetaan asentaa suodattimia suojaamaan herkkiä komponentteja. Tällöin puhutaan *suojasuodattimista*. Pumpun imulinjaan asennettava *imusuodatin* suodattaa pumpulle menevää nestettä, mutta sen ongelmana on painehäviö ennen pumppua. Pumpun imulinjassa tapahtuu painehäviötä ja monesti tämä muodostaa ongelman ilman suodatinkin. Paineen lasku pumpun imulinjassa mahdollistaa kavitoinnin, mikä voi vaurioittaa pumppua ja hydraulinestettä. Toinen suojasuodatin on *huohotinsuodatin*, joka suodattaa hydraulinesteen sijasta säiliöön huohotuksen yhteydessä tulevaa ilmaa pölystä.

Myös muille herkille komponenteille, kuten servoventtiileille, saatetaan asentaa erillinen suojasuodatin ja tällöin joudutaan yleensä käyttämään *painesuodatinta*, koska tässä tapauksessa suodatin on yleensä asennettava painelinjaan. Painesuodattimen huono puoli on korkea hinta, jonka muodostaa mm. siltä vaadittu korkea paineenkesto.

Suodatukselle voidaan järjestää kokonaan erillinen kierto erillisellä pumpulla, jota kutsutaan joko *säiliökierto-* tai *sivuvirtaussuodatuksiksi*. Ero näiden välillä on, että säiliökiertosuodatuksessa nestettä imetään säiliön paluupuolelta ja pumpataan suodatettuna edelleen säiliön imupuolelle, jolloin säiliökiertosuodatin toimii järjestelmän pääasiallisena hiukkasten kerääjänä. Sivuvirtasuodatin taas toimii pelkästään muiden suodattimi-

ja koon. Järjestelmän puhtaustaso ilmoitetaan ISO-4406 (1999)- tai SAE-AS4059 (2001) standardin mukaan [20, s. 10], vaikka toki muitakin vastaavia standardeja on olemassa. Standardin ISO-4406 (1999) mukaan järjestelmän puhtaustaso ilmoitetaan kolminumeroisella koodilla, joka kuvaa hiukkasmäärän tietyssä tilavuudessa hydraulinestettä hiukkaskokoluokille $\geq 4\mu\text{m(c)}$ / $\geq 6\mu\text{m(c)}$ / $\geq 14\mu\text{m(c)}$. Luokkia kuvaavat koodit on taulukoitu liitteeseen 1. Tässä työssä puhtaustasolla tarkoitetaan aina ISO-4406 (1999) mukaista puhtaustasoa.

Tietylle järjestelmälle sopivan puhtaustason määrittämiseen on saatavilla paljon ohjeita eri lähteistä (esim. taulukko 3), mutta viimekädessä puhtaustason tulee vähintään vastata järjestelmän likaherkimmän komponentin valmistajan määrittelemää puhtaustasoa [20, s. 10; 21, s. 334]. Toisaalta pitää muistaa, että hydraulineeste on yleensä järjestelmän likaherkin komponentti, jonka ikä on sitä pidempi mitä puhtaampana se pidetään [17, s. 298-301].

Suodatinvalmistajat yleensä ilmoittavat tuotteillaan saavutettavat puhtaustasot erilaisissa esimerkkisovellutuksissa. Kuitenkaan tarkkoja puhtaustasoja ei näiden tietojen perusteella ole mahdollista selvittää, vaan järjestelmän lopullinen puhtaustaso selviää vasta mittauksen perusteella.

Järjestelmän puhtaustasoon vaikuttavat järjestelmässä sen käyttöönottohetkellä jo olevat hiukkaset, järjestelmään päätyvät uudet hiukkaset sekä hydraulinesteen suodatus. [17, s. 289-291] Tämän vuoksi suunnitteluvaiheessa ei välttämättä pystytäkään mitoittamaan sellaista järjestelmää, jonka puhtaustaso muodostuu halutuksi. Puhtaustason mittaaminen onkin välttämätöntä, jotta järjestelmän käytönaikainen puhtaustaso saadaan varmistettua [17, s. 309-313; 21, s. 342].

Yksi hydraulinesteen tehtävistä on kuljettaa epäpuhtauksia. Esimerkiksi hiukkaset on ensin kuljetettava suodattimelle, jotta ne saadaan pois järjestelmästä ja tämä onnistuu vain, jos hiukkaset leijuvat hydraulinesteessä eivätkä laskeudu pinnoille. Tässä onnistuminen riippuu paljon järjestelmänsuunnittelun ja huoltotoimenpiteiden onnistumisesta. Hiukkaset voivat kertyä putkistoihin, koska hydrauliputket mitoitetaan painehäviön minimoimiseksi riittävän suuriksi, jotta virtaus pysyy käyttöolosuhteissa laminaarisena. Laminaarisessa virtauksessa nesteen virtausnopeus putken reuna-alueilla on hyvin matala ja tämän vuoksi näillä alueilla hiukkaset voivat laskeutua putken pohjalle [17, s. 37]. Sama pätee myös muihinkin komponentteihin, joissa virtausnopeus on riittävän pieni.

Hiukkasten kontrolloimaton kertyminen järjestelmään voi muodostaa vakavan uhan, koska esimerkiksi yllättävä paineisku voi ravisuttaa hiukkaset irti letkun reunoista, jolloin ne lähtevät nesteen mukana liikkeelle. Samalla tavalla kuin hiukkaset, myös muut epäpuhtaudet, voivat kertyä hydraulijärjestelmään. Esimerkiksi ilma voi jäädä sopivaan putkimutkaan tai vesi laskeutua komponentissa tilavuuden pohjalle.

Varmin tapa estää epäpuhtauksien kertymistä järjestelmään on säännöllinen huuhtelu. Huuhtelussa järjestelmässä kuljetetaan nestettä riittävällä virtausnopeudella, jotta virtaus muuttuu turbulenttiseksi ja siten virtausprofiililtaan tasaiseksi. Suositeltu Reynoldsin luku huuhteluvirtaukselle on minimissään 4000 [17, s. 163]. Huuhtelu voidaan tehdä järjestelmän omalla nesteellä, kunhan nesteen suodatuksesta huolehditaan huuhte-

lun jälkeen. Yleensä järjestelmän oma pumppu on mitoitettu niin pieneksi, että se ei pysty kehittämään riittävää tilavuusvirtaa turbulenttisen virtauksen aikaansaamiseksi, jolloin huuhteluun tarvitaan erillinen pumppuyksikkö.

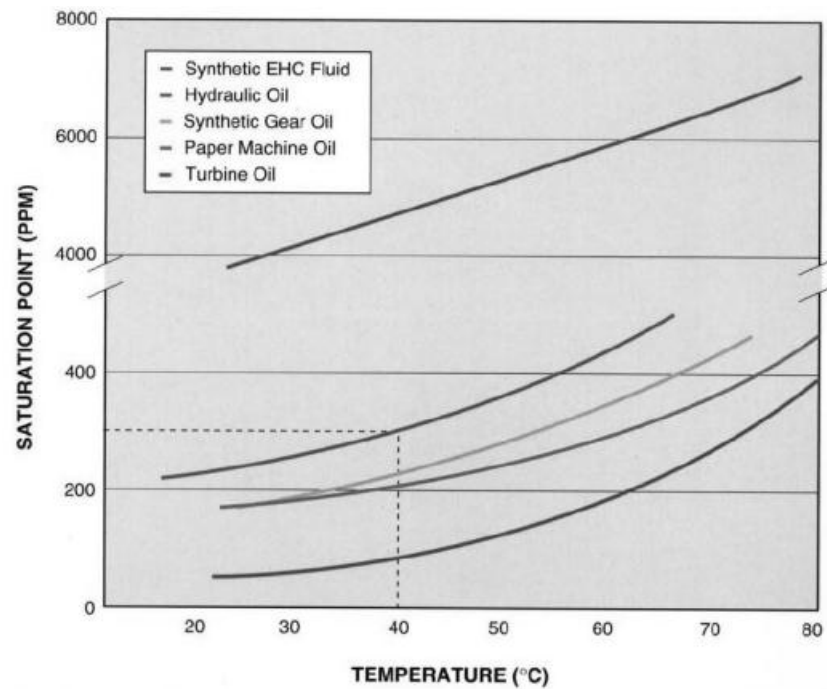
2.4.4 Vesi

Hydraulijärjestelmissä vesi voi aiheuttaa epäpuhtautena monia ongelmia, kuten korroosiota, kavitointia, mikrobien kasvua, lisääntynyttä abrasiivista ja adhesiivista kulumista, lisääntynyttä kitkaa, vähentää mekaanisten komponenttien väsymiskestoa ja kiihdyttää hydraulinesteen vanhenemista. Veden määrälle hydraulijärjestelmissä voidaan asettaa kaksi tavoitetasoa: joko järjestelmässä pyritään pelkästään välttämään vapaata vettä tai alennetaan jopa hydraulinesteeseen liuenneen veden määrää. [22, s. 595]

Vesi voi esiintyä hydraulijärjestelmissä kahdessa eri muodossa: joko liuenneena tai vapaana. Liennut vesi on joko yksittäisinä molekyyleinä tai hyvin pieninä ($< 0,5 \mu\text{m}$) ”pisaroina” sitoutuneena hydraulinesteeseen vetysidoksilla. Liennutta vettä ei voi nähdä paljaalla silmällä, koska sen suurin pisarakoko on pienempi kuin näkyvän valon aallonpituus. Vapaa vesi voi olla joko emulsiona tai suurempana massana. Emulgoitunut vesi leijailee öljyssä pieninä ($> 1 \mu\text{m}$) pisaroina ja saa öljyn näyttämään samealta esiintyessään pienissä määrissä ja maitomaiselta suuremmissa määrissä. Vapaa vesi voi toki esiintyä hydraulinesteen seassa myös tätä suurempana yhtenäisenä massana. [22, s. 595-596]

Veden liukoisuus hydraulinesteeseen riippuu ennen kaikkea nesteen tyypistä ja lämpötilasta. Veden määrää hydraulinesteessä kuvataan yksiköllä ppm (miljoonasosaa, parts per million) ja samalla yksiköllä ilmoitetaan myös tietylle hydraulinesteelle tyypillinen saturaatiopiste. Saturaatiopiste kuvaa maksimimäärää vettä mikä hydraulinesteeseen pystyy liukenemaan. Tämän pisteen ylittyttyä vesi esiintyy vapaana hydraulinesteen joukossa. Tyypillinen saturaatiopiste lämpimälle mineraaliöljylle on 200 - 300 ppm, mikä tarkoittaa 0,2 - 0,3 millilitraa vettä litrassa öljyä, kun esimerkiksi esteripohjaisiin hydraulinesteisiin voi vettä liueta jopa yli 5000 ppm [22, s. 956]. [17, s. 46-47]

Kuten kuvasta 17 nähdään, veden liukoisuus hydraulinesteeseen on lämpötilariippuva siten, että liukoisuus kasvaa lämpötilan noustessa. Kuvassa ylin viiva edustaa syntetistä fosfaattiesteriä ja toiseksi ylin mineraaliöljyä.

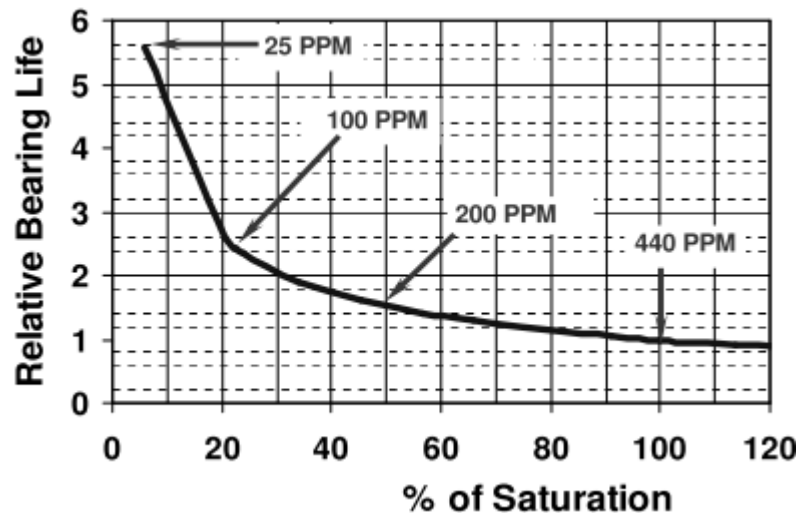


Kuva 17. Eri nesteisiin liukenevan veden saturaatiopiste lämpötilan funktiona. [23, s. 11]

Veden liukoisuus mineraaliöljyyn kasvaa jopa yli puhtaan veden kiehumispisteen [17, s. 47]. Mikäli lämpimään nesteeseen liennut vesimäärä on lähellä saturaatiopistettä, erottuu vesi nesteestä nesteen jäähtyessä. [17, s. 47]

Lähde [24] esittelee tavan määrittää järjestelmälle sopiva öljyn maksimivesimäärä. Se perustaa tutkimuksensa lähinnä tuloksiin, jotka on saatu tutkimalla öljyn joukossa olevan veden vaikutusta laakereihin, mutta samat tulokset on sovellettavissa hydraulijärjestelmiin. PSK-6707 -standardi esittää öljyn maksimivesipitoisuudeksi 200 ppm [25, s. 14], kun taas lähde [17, s. 299-301] ohjeistaa puhtaan mineraaliöljyn vesipitoisuudeksi 100 ppm.

Mikäli järjestelmässä on vapaata vettä, sen määrän vähentäminen tuo suhteellisen pienen pidennyksen osien ikään. Liunneen veden määrän vähentäminen vaikuttaa huomattavasti enemmän, kuten voidaan nähdä kuvasta 18. Suurin vaikutus saadaan, kun öljyn suhteellinen kosteus alennetaan alle 20 % saturaatiosta. [24, s. 6]



Kuva 18. Öljyyn liuenneen veden vaikutus laakereiden ikään. [24, s. 5]

Toisin kuin hiukkasia, vettä syntyy hydraulijärjestelmissä vain hyvin pieniä määriä. Öljyn hajoamisen seurauksena syntyy vettä hiilivetyjen palamistuotteena, ja esimerkiksi fosfaattiesterien tapauksessa mikäli hajonnut fosfaattiesteri yhdistyy takaisin fosfaattiesteriksi [22, s. 597]. Kuitenkin vesi voi *päätyä* järjestelmään esimerkiksi ulkoisen pesun yhteydessä puutteellisesti suojatuista tuuletusaukoista tai muilla, luvussa 2.4.2 esitellyillä tavoilla.

Paras tapa vähentää veden määrää hydraulijärjestelmässä on estää sen pääsy järjestelmään ja näin tulisikin tehdä aina kun mahdollista. Tämä voidaan toteuttaa pitämällä huoli siitä, että järjestelmän tiivistimet, liitokset ja letkut ovat kunnossa eikä järjestelmään lisättävä neste sisällä liikaa kosteutta. Kosteutta sisältävä huohotusilma voidaan kuivata esimerkiksi silikageeliä sisältävällä huohotinsuodattimella. Hydraulineste voidaan eristää kokonaan ilmasta, ja huohotusilman mukanaan tuomista epäpuhtauksista, käyttämällä säiliössä sopivaa, joustavaa kalvoa erottamaan hydraulineste ilmasta. [22, s. 599]

Veden pääsyä järjestelmään ei yleensä ole täysin estetty, tai sitä ei edes pystytä estämään. Tämä johtaa siihen, että vettä on pakko jollakin tavalla poistaa järjestelmästä. Yksinkertaisin tapa on antaa veden laskeutua säiliön pohjalle ja tyhjentää se pois huollon yhteydessä. Säiliön tulee olla muotoiltu siten, että hydraulinestettä raskaammat epäpuhtaudet kerääntyvät säiliön pohjalle tyhjennysventtiilille, josta ne on helppo laskea ulos. Tämä voidaan toteuttaa esimerkiksi muotoilemalla säiliön pohja V-muotoiseksi.

Vesi laskeutuu säiliön pohjalle, koska mineraaliöljy ja hydraulinesteet yleensä ovat vettä kevyempiä. Tämä gravitaatioon perustuva vedenerotustapa poistaa kuitenkin vain suuressa pisarakoossa esiintyvää vettä ja sen kyky poistaa emulsioita on jo rajoittunut. Vapaa vesi kosketuksissa hydraulinesteeseen johtaa liuenneen veden määrän satureoitumiseen hydraulinesteessä. [17, s. 238-239]

Näyttää siltä, että vettä poistuu hydraulijärjestelmästä sen käytön aikana joissain määrin myös passiivisesti eli ilman minkään erillisen liuennutta vettä poistavan kom-

ponentin apua. Tätä tukee lähteessä [22, s. 598] esitelty tutkimustulokset, joista voidaan todeta, että suurimmassa osassa tutkimuksessa testatusta 100 hydraulijärjestelmästä on vettä vain 50 % hydraulinesteen saturaatiotasosta tai vähemmän, vaikka nämä järjestelmät edes yleensä sisällä erikseen vettä poistavia komponentteja. Ilmiölle on ainakin yksi mahdollinen selitys: Hydraulineste lämpenee käytön aikana ja lämmittää myös säiliöön tulevan huohotusilman. Huohotusilman lämmitessä sen sisältämä suhteellinen kosteus alenee. Alhaisen suhteellisen kosteuden omaava ilma pystyy imemään itseensä vettä hydraulinesteestä ja kuljettaa mukanaan veden pois säiliöstä ilman vaihtuessa huohotuksen seurauksena.

Toisaalta samat tutkimustulokset [22] osoittavat, että hydraulijärjestelmissä, jotka on varustettu vettä suodattavilla/poistavilla komponenteilla, on myös suhteessa eniten ongelmia veden kanssa. Tämä ei kuitenkaan ole yllättävää, koska kosteassa ympäristössä toimivat hydraulijärjestelmät todennäköisemmin varustetaan myös vettä poistavilla komponenteilla. [22] Tutkimuksesta [22] voidaankin lisäksi oppia, että varsinkin kosteassa ympäristössä toimivien hydraulijärjestelmien veden poistoon tai ainakin niiden vesimäärien seurantaan tulisi kiinnittää enemmän huomiota.

Veden poistamiseen hydraulinesteestä voidaan käyttää useita eri mekanisme ja niitä on eritelty taulukossa 4. Taulukko 4 on yhdistelmä kahdesta lähteestä kerätyistä tiedoista. Hinta tarkoittaa omistuksen hintaa asteikolla 1 - 5, kun 5 on kallein. Hankaluus tarkoittaa vaaditun huollon/ylläpidon aktiivisuutta asteikolla 1 - 5, kun 5 on eniten aktiivisuutta vaativa.

Taulukko 4. Eri vedenpoistomenetelmien vertailua. [17, s. 238-244; 22, s. 601-603]

Vedenpoistomekanismi	Poistettavan veden tila			Hinta	Hankaluus
	Liennut	Emulsio	Vapaa		
Sulautus	-	-	+	4	5
Painovoima	-	-	+	1	2*
Sentrifugi	-	+	+	5	4 - 5
Tyhjiö	+	+	+	5	3 - 5
Absorbtiio	+/-	+	+	1	2*
Adsorbtiio	-	+	+	2 - 3	3
Kuivan ilman syöttö	+	+	+	2	3

*Edellyttäen, että menetelmä soveltuu järjestelmään. Kirjoittajan oma näkemys.

”Sulautus”-suodatin (eng. *coalescer filter*) perustuu suodatinmateriaaliin, joka on muotoiltu siten, että se auttaa emulgoituneiden vesipisaroiden yhdistymistä suuremmiksi pisaroiksi, emulgoitunutta tai muuta vapaata vettä sisältävän hydraulinesteen virratessa suodatinmateriaalin läpi. Suuremmat vesipisarot kerätään painovoimaisesti suodattimen jälkeen ja poistetaan järjestelmästä. Jotkin lähteet [17, s. 238; 22, s. 602] pitävät sitä kuitenkin hankalana ja hydraulinesteille sopimattomana suodatintyyppinä. Sulautukseen (eng. *coalescence*) perustuvat suodattimet soveltuvat hyvin poistamaan vettä

lentopolttoaineista, mutta hydraulinesteiden korkeampi viskositeetti ja lisäaineet aiheuttavat niiden toiminnalle ongelmia. Ne myös keräävät kiinteitä hiukkasia suodattimien tavoin, mikä edelleen haittaa pisaroiden yhdistymistä. Kuitenkin on olemassa valmistajia, jotka pitävät sulautukseen perustuvaa vedenpoistoa toimivana [26, s. 482-484], mikä voi kertoa siitä, että kyseinen menetelmä on toimiva vain tietynlaisissa järjestelmissä tai oikein käytettynä.

Painovoimaisella erotuksella tarkoitetaan säiliötä, jossa vesi erottuu hitaasti virtaavasta hydraulinesteestä painovoimaisesti veden ja hydraulinesteen tiheyserojen ansiosta. Kyseinen menetelmä on käytännössä ilmainen, koska se tapahtuu järjestelmän hydraulinestesäiliössä. Toisaalta painovoimainen erotus ei ole kovin tehokas tapa ja edellyttää veden tyhjentämistä säiliöstä joko manuaalisesti huollon yhteydessä tai automaattisella venttiilillä.

Sentrifugi toimii samalla periaatteella kuin painovoimainen vedenerotus, mutta siinä voiman aiheuttaa sentrifugin tuottama keskeiskiihtyvyys eikä painovoima. Tämä parantaa erottumisen nopeutta ja poistaa jopa emulgoitunutta vettä, mutta sentrifugit ovat tyypillisesti kalliita, isoja ja painavia laitteita. [17, s. 239]

Hydraulinesteen käsittely tyhjiössä, tai hyvin matalassa absoluuttisessa paineessa, on käytännössä ainoa tapa, jolla nesteeseen liunneen ilman ja veden määrä saadaan erittäin alas. [17, s. 242-244] Matalan paineen kyky poistaa vettä hydraulinesteestä perustuu siihen, että hydraulinesteen höyrynpaine on huomattavasti alempi kuin veden hydraulijärjestelmän käyttölämpötilassa. Toisin sanoen paineen laskiessa vapaa ja hydraulinesteeseen liennut vesi alkaa kiehua ja poistuu järjestelmästä kaasuna. Silti itse hydraulineste ei höyrysty. Puhtaan veden kiehumislämpötilan riippuvuus absoluuttisesta paineesta nähdään taulukossa 5, kun taas esimerkiksi erään valmistajan hydraulijärjestelmien höyrynpaine 100 °C lämpötilassa on alle 1 Pa [28, s. 3; 31, s. 3]. Hydraulijärjestelmissä ei tavata puhdasta vettä, joten niissä veden kiehumislämpötila saattaa kuitenkin poiketa taulukossa 5 esitetyistä arvoista.

Taulukko 5. Veden kiehumislämpötilan riippuvuus absoluuttisesta paineesta. [29, s. 80]

Absoluuttinen paine [kPa]	2,337	4,241	7,374	19,92	47,34	101,3
Veden kiehumislämpötila [°C]	20	30	40	60	80	100

Tyhjiökäsittelijät pystyvät poistamaan nesteestä suuria määriä vettä, mutta ne ovat yleensä melko kookkaita ja hintavia yksiköitä. Esimerkiksi *Pall HNP-021*, öljyn tyhjiökäsittely- ja puhdistus-yksikkö, painaa 160 kg ja pystyy poistamaan järjestelmästä maksimissaan 45 litraa vettä päivässä [30]. Vastaavat laitteet on tarkoitettu joko kiinteästi sijoitettaviksi hydraulijärjestelmään tai siirrettäviksi yksiköiksi, joilla voidaan puhdistaa järjestelmän hydraulineste aina tarvittaessa, esimerkiksi järjestelmän käyttöönoton yhteydessä.

Markkinoilla on kuitenkin nähty myös pienempiä laitteita, jotka on tarkoitettu hydraulijärjestelmiin offline-tyyppisiksi nestehuoltokomponenteiksi käsittelemään hydraulinestettä jatkuvasti hydraulijärjestelmän käytön aikana. Lähteissä [31; 17, s. 242-

244] kerrotaan *CurePac IM 100* -nimisestä laitteesta, jota on valmistanut *Hägglunds Drives* 1990-luvulla. *CurePac* ei itse asiassa ole pelkästään tyhjiökäsittelylaite, vaan eräänlainen kriittisen tilavuuden omaava säiliö, joka tyhjiökäsittelyn lisäksi myös jäähdyttää, suodattaa ja varastoi hydraulineestettä. Kuitenkaan tällä hetkellä *CurePac*:ista ei ollut löydettävissä tietoa ainakaan valmistajan internetsivuilla ja vaikuttaa siltä, että kyseistä laitetta tai uudempia versioita siitä ei ole saatavilla. Toinen melko kompakti tyhjiökäsittelylaite on nimeltään *Redfox* [32].

Absorbtiolla tarkoitetaan veden imeytymistä esimerkiksi sellu-pohjaiseen suodattimeen. Nämä tyypillisesti partikkelien suodattukseen tarkoitetut suodattimet pystyvät imemään itseensä vapaata ja nesteeseen liuenutta vettä. Absorbtiolla voidaan kuitenkin poistaa vain hyvin pieniä määriä vettä hydraulineesteestä, koska suurien vesimäärien absorboituminen hajottaa suodatinmateriaalin. [17, s. 240]

Adsorbtiotsuodattimet sisältävät vettä adsorboivaa polymeeriä, johon vesimolekyylit kiinnittyvät kemiallisin sidoksin. Nämä polymeerit pystyvät sitomaan itseensä painonsa verrattuna satoja kertoja enemmän vettä. Polymeerin adsorboidessa vettä se pehmenee, laajenee ja muuttuu geelimäiseksi, jolloin siitä voi irrota hiukkasia hydraulinesteen mukaan. Adsorbtiotsuodattimien vedenpoistokyky rajoittuu vain vapaaseen veteen. Mikäli järjestelmässä on paljon vapaata vettä, suodatinmateriaalin joutuu vaihtamaan verrattain usein. On myös huomioitava, että vesi ei varsinaisesti poistu järjestelmästä ennen kuin adsorbtiotsuodatinmateriaali vaihdetaan ja tämän vuoksi polymeeriin adsorboituneella vedellä on edelleen samankaltaisia, hydraulinesteen ikää lyhentäviä, vaikutuksia kuin vapaalla vedellä [17, s. 241]. Adsorbtiotsuodatin on parhaimmillaan järjestelmässä, jonka vesikuormitus on vähäistä tai hetkittäistä; adsorbtiotsuodatin pystyy suojaamaan järjestelmää jonkin aikaa onnettomuudelta, kuten vesikiertoisen jäähdyttimen vuodolta. [17, s. 240-241; 22, s. 601-602; 33, s. 606]

Syöttämällä kuivaa ilmaa hydraulinestesäiliön ilmatilavuuteen voidaan kuivata hydraulineestettä ja estää veden pääsy säiliöön huohotusilman mukana. Menetelmä perustuu osittain samaan mekanismiin kuin tyhjiökäsittelykin. Vesi haihtuu paljon hydraulineestettä helpommin, jolloin kuiva ilma pystyy poistamaan hydraulineesteestä liuenutta ja vapaata vettä, vaikkakin tämä tapahtuu huomattavasti hitaammin kuin tyhjiökäsittelyssä. [22, s. 601-602]

2.4.5 Ilma

Ilma voi esiintyä hydraulijärjestelmässä ja -nesteessä joko vapaana tai liuenneena. Vapaalla ilmalla tarkoitetaan ilmataskuja, enemmän tai vähemmän liikkumattoman nestepinnan yläpuolella, tai nesteen joukossa olevia ilmakuplia. Liuennut ilma on taas sitoutuneena nesteeseen eikä siten ole paljaalla silmällä havaittavissa.

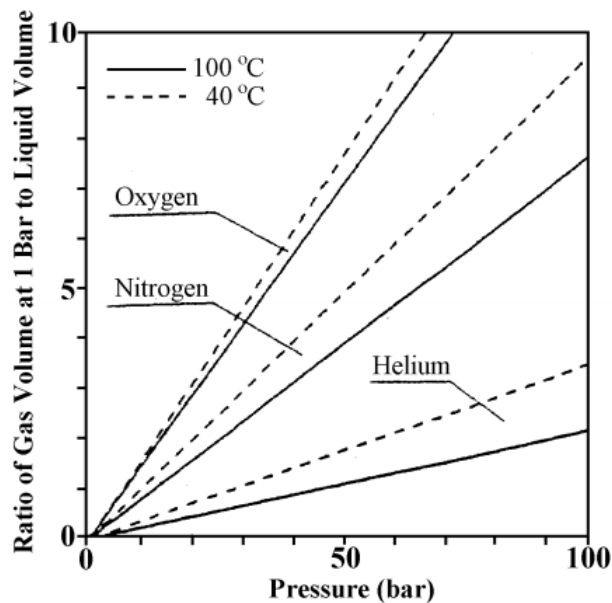
Kuten veden kohdalla myös ilman tapauksessa saturaatioksi kutsutaan sitä pistettä, jossa hydraulineesteeseen on liuenut maksimimäärä ilmaa. Hydraulineesteeseen liukenevan ilman määrä riippuu pääasiassa nesteen ominaisuuksista ja on suoraan verrannollinen nesteen paineeseen, noin 30 MPa paineeseen asti. Sitä voidaan kuvata *Henryn lailla* [27, s. 3]

$$V_{\text{gas}} = V_f \alpha_v \frac{p_h}{p_i} \quad (5)$$

jossa V_{gas} [m³] on hydraulineesteeseen liunneen kaasun tilavuus ilmakehämpaineessa p_i [Pa], α_v [-] on Bunsen-vakio, joka kuvaa kuinka monta tilavuusprosenttia ilmaa liukenee kyseessä olevaan hydraulineesteeseen normaaliolosuhteissa, ja p_h [Pa] on hydraulinesteen paine. Mineraaliöljylle Bunsen-vakio on noin 0,07 - 0,09. [26, s. 2-3]

Hydraulineesteeseen liunnut ilma ei aiheuta hydraulijärjestelmissä kriittisiä ongelmia niin kauan kun se pysyy liunneena. Ilmaa kuitenkin vapautuu nesteestä, mikäli paine laskee ja saturaatiopiste ylitetään, kunnes saavutetaan uudelle paineelle ominainen saturaatiopiste. Tyypillisesti ilman imeytyminen takaisin nesteeseen on huomattavasti hitaampaa kuin sen vapautuminen nesteestä. [26, s. 3] Paineen lasku ilmasta kylläisessä nesteessä muodostaakin nesteen sekaan vapaata ilmaa, millä voi olla hyvin haitallinen vaikutus järjestelmän mekaaniseen käyttäytymiseen. Vapaa ilma pudottaa nesteen puristuserrointa varsinkin matalilla paineilla, koska ilmakehämpaineisen ilman puristuserroin 20.000 kertaa pienempi kuin samassa paineessa olevan öljyn. Servojärjestelmissä vapaa ilma on usein syynä epästabiiliuteen. [17, s. 43]

Kaavan (5) sisältämien parametrien lisäksi nesteeseen liukenevan kaasun määrä riippuu myös lämpötilasta ja liukenevasta kaasusta. Kuvassa 19 nähdään mineraaliöljyyn liukenevan ilmakehämpaineisen hapen, typen ja heliumin tilavuus suhteessa mineraaliöljyn tilavuuteen 100 °C ja 40 °C lämpötiloissa eri paineilla.



Kuva 19. Mineraaliöljyyn liukenevan kaasun määrä suhteessa paineeseen kahdessa eri lämpötilassa. [34, s. 48]

Kaavalla (5) laskemalla ja kuvasta 19 katsomalla nähdään, että liunneesta ilmasta kylläinen öljy vapauttaa lähes tilavuutensa verran ilmaa, mikäli sen paine laskee 1 MPa,

ja 10 kertaa tilavuutensa verran ilmaa mikäli tapahtuu 10 MPa paineenlasku. Yleensä liuennut ilma ei aiheuta suurta vaaraa järjestelmälle mikäli sitä on vain normaali-ilmanpainetta vastaavan saturaatiotason verran. Jos kuitenkin järjestelmän paineistetuissa osissa on ilmaa, eli hydraulineste pääsee kosketuksiin ilman kanssa esimerkiksi paineakussa, voidaan ajautua hankalaan tilanteeseen.

Lisäksi kuva 19 kertoo, että happea liukenee öljyyn huomattavasti enemmän kuin tyypeä, mistä seuraa, että öljyyn liuennut ilma on aina happirikasta [17, s. 44]. Tämä on huono asia öljyn kunnon kannalta, koska erityisesti hapella on suuri vaikutus öljyn hapettumisnopeuteen [17, s. 44].

Liuennut ilma on erityisen vahingollista öljylle ja järjestelmän komponenteille mikäli järjestelmässä esiintyy kavitaatiota. Kavitaatiolla tarkoitetaan tässä tilannetta, jossa kaasukuplia sisältävä neste paineistetaan nopeasti esimerkiksi pumpussa. Tällöin nesteen sisältämät ilmakuplat painuvat nopeasti kasaan ja niiden lämpötila voi nousta jopa yli 1000 °C:een. Kun nämä korkean lämpötilat saavuttavat kaasukuplat sisältävät happea syntyy diesel-ilmiö, jossa öljy palaa ts. happi yhtyy hiilivetyihin synnyttäen vettä ja hiilidioksidia. Tästä syystä dieselöinti myös vähentää öljyn kaasupitoisuutta. Kavitaatio aiheuttaa edelleen pintojen hapettumista, komponenttien eroosiota, paineiskuja, melua ja huonontaa hyötysuhdetta. [17, s. 44; 26, s. 3-4]

Ilmaa liukenee nesteeseen varsinkin säiliössä, jossa nestepinta on vapaasti kosketuksissa ilmaan. Tällöin liuenneen ilman määrä ei kuitenkaan ole kovin suuri, koska säiliö on tyypillisesti ilmakehänpaineessa. Nesteeseen voi syntyä säiliössä ilmakuplia nesteen pyörteilyn tai huonosti sijoitettujen paluukanavien vaikutuksesta. Nesteeseen voi päästä ilmaa hydraulijärjestelmässä, esimerkiksi viallisesta tiivistimestä, mikäli paine esimerkiksi hydraulisylinterissä putoaa alle ilmakehänpaineen. Järjestelmässä syntyy jonkin verran kaasuja myös pintojen korroosiotuotteena ja muiden kemiallisten reaktioiden seurauksena.

Järjestelmän huolto ja korjaaminen voivat tuottaa suuria määriä ilmaa jopa hermeettisesti eristettyihin järjestelmiin. Mikäli järjestelmä avataan jostakin kohdasta, esimerkiksi suodattimen vaihdon yhteydessä, on yleensä väistämätöntä, että järjestelmään pääsee jokin määrä ilmaa. Tällä tavalla syntyvien ilmataskujen poistaminen järjestelmästä voi vaatia jopa järjestelmän huuhtelua [17].

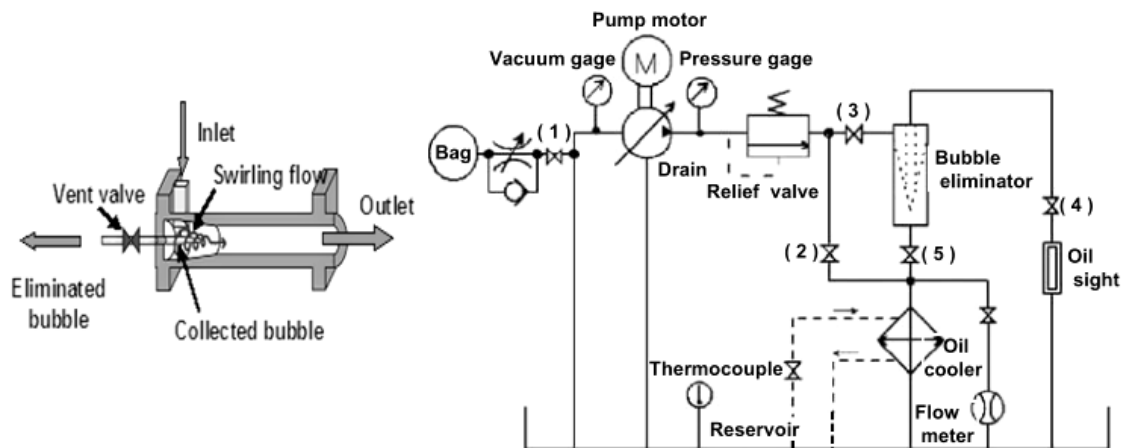
Ilma erottuu nesteestä säiliössä *painovoimaisesti*. Ilmakuplat nousevat nesteen pinnalle ja puhkeavat. Tämä edellyttää, että nesteellä on riittävän pitkä lepoaika säiliössä, jotta ilman erottuminen ehtii tapahtua ennen kuin pumppu imee nesteen takaisin järjestelmään. Tyypillisesti tämä muodostaakin yhden ratkaisevista säiliön nestetilavuuden mitoitusparametreista kiinteissä sovelluksissa, mutta mobile-sovelluksissa usein tingitään säiliön koosta ja siten myös ilmanerottumisesta. Nopean nestekierron omaavissa mobilesovelluksissa voikin nesteen seassa olla jopa 5 % vapaata ilmaa. [26, s. 3]

Ryhmän I mineraaliöljypohjaisille hydraulinesteille DIN ISO 9120 -standardin mukainen ilmaerottumisaika on noin 6 - 8 minuuttia, kun taas vastaava aika PAO nesteille on noin 1 minuutti ja ryhmän III puolisynteettisille öljyille noin 2 - 3 minuuttia. [26, s. 6] Nesteiden ilmanerottumisominaisuuksiin voidaan vaikuttaa vain nestevalinnalla eikä

sitä voida parantaa lisääineistuksella. Vaikka nesteen vaahtoamista voidaan vähentää lisääineistuksella, silti kaikki lisääineet tyypillisesti vain huonontavat nesteen ilmanerotumisominaisuuksia. [26, s. 2]

Kuplien erottumista nesteestä voidaan helpottaa erilaisilla säiliöön sijoitettavilla *suodatin/siivilä-rakenteilla*. Kuplat pysähtyvät siivilään nesteen pintajännityksen vuoksi ja yhdistyvät suuremmiksi. Kuplat nousevat siivilän kohdalta ylöspäin joko niille varattuun ilmatilavuuteen tai säiliön ilmatilavuuteen ja puhkeavat. Mikäli kyseinen kaasutilavuus sijaitsee jossain kohdassa paineistettua järjestelmää, se ei voi olla suorassa yhteydessä ilmakehään kuten säiliön ilmatilavuus, mutta se voidaan tarvittaessa tyhjentää esimerkiksi automaattisella ilmausventtiilillä (eng. automatic air bleed valve) sen täyttyessä. Automaattiset ilmausventtiilit ovat käytössä esimerkiksi vesikiertoisissa lämmitysjärjestelmissä.

Kolmas tapa poistaa vapaa ilma nesteestä on *pyörre-erotin* (eng. *bubble eliminator*). [35; 36] Kuvassa 20 on esitetty pyörre-erottimen periaatekuva ja testijärjestelmä.



Kuva 20. Pyörre-erottimen periaatekuva ja testijärjestelmä. [35, s. 292-293]

Kuvassa 20 tilavuusvirta saadaan pyörre-erottimeen tuloliitännästä (inlet), jossa nesteen nopeus kasvaa. Virtaus ohjataan pyörre-erottimessa siten, että laitteen keskelle syntyy pyörre, jossa paine on hieman lähtöliitännää (outlet) alempi. Ilma erottuu nesteestä pyörteeseen ja ilma poistetaan laitteesta vuotoliitännän kautta. Vuotoliitännän kautta poistuu myös nestettä, koska pyörre-erotin käyttäytyy tilavuusvirtojen suhteen hieman T-haaran tapaan. Tämän vuoksi vuotoliitäntä on ohjattu kuvan 20 testijärjestelmässä säiliöön.

Ainoa tapa, jolla nesteestä saadaan vapaan ilman lisäksi pois myös siihen liuennutta ilmaa, on nesteen *tyhjiökäsittely*. Nesteen alipaineistaminen laskee liuenneen ilman saturaatiotasoa, mikä mahdollistaa liuenneen ilman poistumisen. Alipaineistaminen samalla kasvattaa nesteessä olevien kuplien kokoa. Tämä auttaa kuplien nousua nesteen pinnalle ja siten nopeuttaa nesteen ilmautumista. Tyhjiökäsittelyn suorittavat komponentit ovat usein melko suuria ja kalliita, mutta eräs kompakti tyhjiöerotin on kaup-

panimeltään *Redfox*. [32] *Redfox* on alun perin tarkoitettu muuntajaöljyn ilman- ja vedenpoistoon, mutta se soveltuu myös esimerkiksi hydraulijöljylle. Laite toimii hydraulipaineella tyhjiökäsittellen nestettä erä kerrallaan. *Redfox* on asennustavaltaan sivuvirta-tyyppinen, eli se tarvitsee oman piirinsä. Muuntajissa tyypilliset nesteenkäsittelyajat ovat kuukausien mittaisia. Voidaan olettaa, että varsinkin suuremmissa hydraulijärjestelmissä yksittäisen *Redfox*:in vaikutus nesteen ilma- ja vesipitoisuuteen on hyvin pieni etenkin, jos järjestelmän ilma- ja vesikuormitus on suuri.

Eri ilmanpoistomenetelmiä on vertailtu taulukossa 6. Siinä arvosana 5 tarkoittaa matalaa hintaa ja pientä hankaluutta, mutta suurta tehoa. Arvosana 1 tarkoittaa suurta hintaa ja hankaluutta, mutta pientä tehoa. Hankaluudella tarkoitetaan ilmanpoistomekanismin asentamisen ja ylläpidon vaatimaa työmäärää.

Taulukko 6. Eri ilmanpoistomenetelmien vertailua.

Ilmanpoistomekanismi	Poistettavan ilman tila		Hinta	Hankaluus	Teho
	liuennut	vapaa			
Painovoima	-	+	5	4	1
Verkko/suodatin	-	+	4	4	2
Pyörre-erotin	-	+	2	3	3
Tyhjiökäsittely	+	+	1	1	5

Taulukosta 6 voidaan todeta, että ilmanpoistossa käytettävä mekanismi on sitä kalliimpi soveltaa mitä tehokkaampi se on. Lisäksi liuennutta ilmaa saadaan tehokkaasti poistettua vain kalleimmalla menetelmällä.

2.4.6 Lämmönsiirto

Lämmönsiirtotarve riippuu käyttöolosuhteista, järjestelmän hukkatehosta ja hydraulinesteen ominaisuuksista. Järjestelmän lämpötila tulisi pitää hydraulinesteen viskositeetin ja kulumisen kannalta optimaalisella tasolla. Liian alhaisessa lämpötilassa hydraulinesteen viskositeetti kasvaa liian suureksi. Liian korkeassa lämpötilassa hydraulinesteen viskositeetti laskee liian alas ja neste kulumisen nopeutuu. Hydraulijöljyille normaali toimintalämpötila on yleensä 40 °C ja korkein suositeltu käyttölämpötila 60 °C.

Jäähdyttimiä on saatavilla sekä ilma- että vesikiertoisina. Järjestelmään voidaan jäähdyttimen lisäksi lisätä myös lämmitin, mikäli järjestelmän toiminta tätä vaatii esimerkiksi alhaisen ympäristönlämpötilan vuoksi. Lämmitin ja jäähdytin voidaan sisällyttää samaan komponenttiin, jolloin puhutaan lämpötilan säätäjistä. Hydraulijärjestelmän jäähdytys voidaan toteuttaa mitoittamalla hydraulinestesäiliö niin suureksi, että sen pinta-ala riittää jäähdyttämään hydraulinesteen. Näin toimittaessa voidaan usein päätyä hyvin suuriin hydraulinestesäiliöihin.

2.4.7 Yhteenveto epäpuhtauksista

Loppujenlopuksi hydraulinesteen puhtaustaso, mukaan lukien sen vesi- ja ilmapitoisuus, sekä hydraulinesteen lämpötila ja muut järjestelmän kuntoon vaikuttavat tekijät, on kompromissi järjestelmän kustannusten, toiminnallisten ominaisuuksien, kunnossapidon ja käytettävyyden väliltä. Yleensä paras lähestymistapa on estää epäpuhtauksien pääsy järjestelmään ja suunnitella järjestelmä siten, että kaikkien epäpuhtauksien määrä pysyy matalana.

Hiukkasten määrää on niin haluttaessa helpoin vähentää, koska suodatukseseen on kehitetty paljon menetelmiä ja komponentteja. Tämä voi toki monissa tapauksissa merkitä suurta määrää iso kokoisia suodattimia tiettyyn järjestelmään, mutta usein haluttu puhtaustaso on saavutettavissa järkevällä panostuksella suodatukseseen. Ilman määrää on hankala kontrolloida, koska ilmaa poistavien komponenttien valikoima ei ole laaja ja monet näistä komponenteista ovat kalliita, suuria tai tehottomia. Toki ilman määrää järjestelmässä saadaan usein vähennettyä asentamalla järjestelmään riittävän suuri säiliö, mutta tämä on usein kallis ja varsinkin tilaa vaativa ratkaisu. Ylimääräistä tilaa ei esimerkiksi mobilekoneissa juuri ole. Ilman erottuminen on suurin syy hydraulinestesäiliön nykyisiin mitoitusperusteisiin. Myös veden poistoon on olemassa lukuisia komponentteja, mutta varsinkin liuenneen veden poistaminen järjestelmästä on hankalaa.

Ympäristö vaikuttaa eniten hydraulijärjestelmän vesikuormitukseen, koska kuivassa tehtaassa vesikuormitus voi olla olematonta, kun taas esimerkiksi laivassa hydraulijärjestelmä voi altistua vedelle jatkuvasti. Hiukkaset kuormittavat järjestelmää jonkin verran aina, koska järjestelmän komponentitkin synnyttävät niitä, mutta pölyisessä ympäristössä hiukkaskuormitus on suurempaa. Ilma taas on lähes aina läsnä järjestelmän ympärillä ja kuormitus on jatkuvasti sama.

Ilma vaikuttaa herkimmin järjestelmän toimintaan, koska suuri vapaan ilman määrä järjestelmässä voi vaikuttaa rajusti esimerkiksi venttiilien toimintaan ja hydraulinesteen puristuskertoimeen. Hiukkaset aiheuttavat toimintahäiriötä jumittamalla komponentteja. Vesi sellaisenaan aiheuttaa harvoin vakavia toimintahäiriöitä, vaikka vaikuttaakin järjestelmän toimintaan esimerkiksi korroosion kautta. Kaikki epäpuhtaudet vaurioittavat järjestelmää ja siten heikentävät sen ominaisuuksia pitkällä aikavälillä. Epäpuhtaudet myös tehostavat toistensa vaikutuksia.

3 JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU JA MITOITUS

Hydraulinestesäiliöllä on hydraulijärjestelmissä monia tehtäviä. Säiliötä ei enää käytetä likahiukkasten poistamiseen, vaan suodattimien tarve on selkeästi tunnistettu. Myös muiden epäpuhtauksien poisto onnistuu tehokkaasti erillisillä komponenteilla, mikäli vesi- tai ilmapitoisuudet edes muodostuvat ongelmaksi. Kun epäpuhtauksien poisto onnistuu erillisillä komponenteilla, ei säiliötä ole edukasta mitoittaa pinta-alaltaan niin suureksi, että siitä saataisiin suuri jäähdytysteho. Jäähdytyskin voidaan hoitaa erillisellä jäähdyttimellä. Nyt säiliön ainoaksi tehtäväksi jää hydraulinesteen varastointi, koska säiliössä varastoidun hydraulinesteen pitää riittää järjestelmän tilavuudenmuutosten kompensointiin ja ulkoisiin vuotoihin. Tällä tavalla säiliöstä saadaan paljon nykyisin mitoitusperustein suunniteltua säiliötä pienempi.

Tässä luvussa suunnitellaan paineistetun säiliölinjan (matalapainelinjan, LP-linjan) toteutus sekä tällaisen linjan omaavan järjestelmän hydraulinesteenhuolto. Tavoitteena on saada järjestelmälle mahdollisimman pieni hydraulinestetilavuus ja fyysinen koko, koska tämä tuottaa kustannussäästöjä ja helpottaa järjestelmän sijoittelua esimerkiksi mobilekoneeseen. Toisaalta järjestelmän käyttövarmuus ja käyttöikä halutaan maksimoida. Eli toisin sanoen: Järjestelmän kokoa ja hintaa halutaan laskea, kun taas järjestelmän toimintavarmuutta ja käyttöikä halutaan nostaa.

Suunniteltu järjestelmä mitoitetaan osaksi erään mobilekoneen hydraulijärjestelmää ja tämän kokonaisuuden toimintaa simuloidaan myöhemmin työn luvussa 4. Simuloinneilla varmennetaan suunnitellun järjestelmän toiminta ja verrataan sitä perinteiseen järjestelmään.

3.1 Paineistettu hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmä

Paineistetun säiliölinjan ja matalapaineakun avulla halutaan saavuttaa mm. energiataloudellisempi, kestävämpi ja pienempi toteutus nykyisen hydraulinestesäiliön tilalle. Jotta hydraulinesteen huolto toteutuu, sijoitetaan järjestelmään myös hydraulinestettä huoltavat komponentit. Kaikki nämä komponentit sisältävää järjestelmää kutsutaan tästä eteenpäin nimellä paineistettu hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmä eli PFMS (Pressurised Fluid Maintenance System).

3.1.1 Järjestelmän vaatimusmäärittely

Paineistettu hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmä suunnitellaan osaksi digitaalihydraulista järjestelmää. Sillä tavoitellaan taulukossa 7 esitettyjä ominaisuuksia.

Taulukko 7. Suunniteltavan paineistetun hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmän vaatimusmäärittely.

Ominaisuus	Selite
1. Energiansäästö	PFMS:n tulee pystyä vastaanottamaan ja toimittamaan hydraulinestettä toimilaitteille ja DHPMS:lle. Tehohäviöiden PFMS:n sisällä tulee olla mahdollisimman pienet.
2. Pienempi koko ja hinta	PFMS:n fyysinen koko ja hinta tulee olla nykyistä säiliötä pienempi.
3. Parempi hydraulinesteenhuolto	Hydraulinesteen puhtaustaso ja lämpötila tulee olla paremmin hallittavissa kuin perinteisessä hydraulijärjestelmässä.
4. Toimintavarmuus	PFMS:n tulee olla toimintavarma ja mahdollistaa koko hydraulijärjestelmälle pidempi toimintaikä sekä pidentää huoltovälejä.
5. Turvallisuus ja huollettavuus	PFMS ei saa merkittävästi huonontaa järjestelmän turvallisuutta tai vaikeuttaa huoltoa.
6. Komponenttien saatavuus	Kaikki PFMS:n komponentit pitää olla saatavilla, tai muokattavissa jo olemassa olevista komponenteista pienellä vaivalla.
7. Sovellusmahdollisuudet	On edukasta mikäli PFMS on sovellettavissa mahdollisimman monentyypisiin hydraulijärjestelmiin.

Kaikkia taulukossa 7 esitettyjä ominaisuuksia ei välttämättä pystytä saavuttamaan, mutta niihin pyritään. Toisaalta monet tavoitelluista ominaisuuksista tukevat toisiaan. Esimerkiksi pienempi koko pienentää järjestelmän hydraulinestetilavuutta, mikä puolestaan alentaa hintaa, koska ei tarvitse ostaa niin suurta määrää hydraulinestettä. Parempi hydraulinesteenhuolto pitää komponentit paremmassa kunnossa mikä puolestaan vähentää huollon tarvetta. Kuten hydraulinesteenhuollossa myös järjestelmäsuunnittelussa kaikki vaikuttaa kaikkeen; yhtä osa-aluetta parannettaessa saavutetaan yleensä etuja myös muilla osa-alueilla.

3.1.2 Järjestelmäsuunnittelu

Periaatteessa jo kuvan 14 matalapaineakku voidaan pitää hyvin yksinkertaisena PFMS:nä, koska se täyttää taulukon 7 kohdat 1, 2 ja 6. Toisaalta hydraulinestettä huoltavien komponenttien puute tarkoittaa sitä, että tällainen järjestelmä ei todennäköisesti olisi kovin pitkäikäinen.

Mikäli PFMS toteutetaan kuvan 14 järjestelmän tapaan siten, että se on kauttaaltaan paineistettu, ts. hydraulinestevarastona toimii pelkästään matalapaineakku, pitää vastata ainakin seuraaviin haasteisiin:

1. PFMS pitää paineistaa käyttöönnotossa erillisellä pumppuyksiköllä ja hydraulineste pitää lisätä PFMS:ään erillisellä pumppuyksiköllä.
2. Mikäli jokin hydraulijärjestelmän osa pitää avata, esimerkiksi komponentin vaihdon yhteydessä, pitää matalapaineakun nesteen paineistus purkaa.

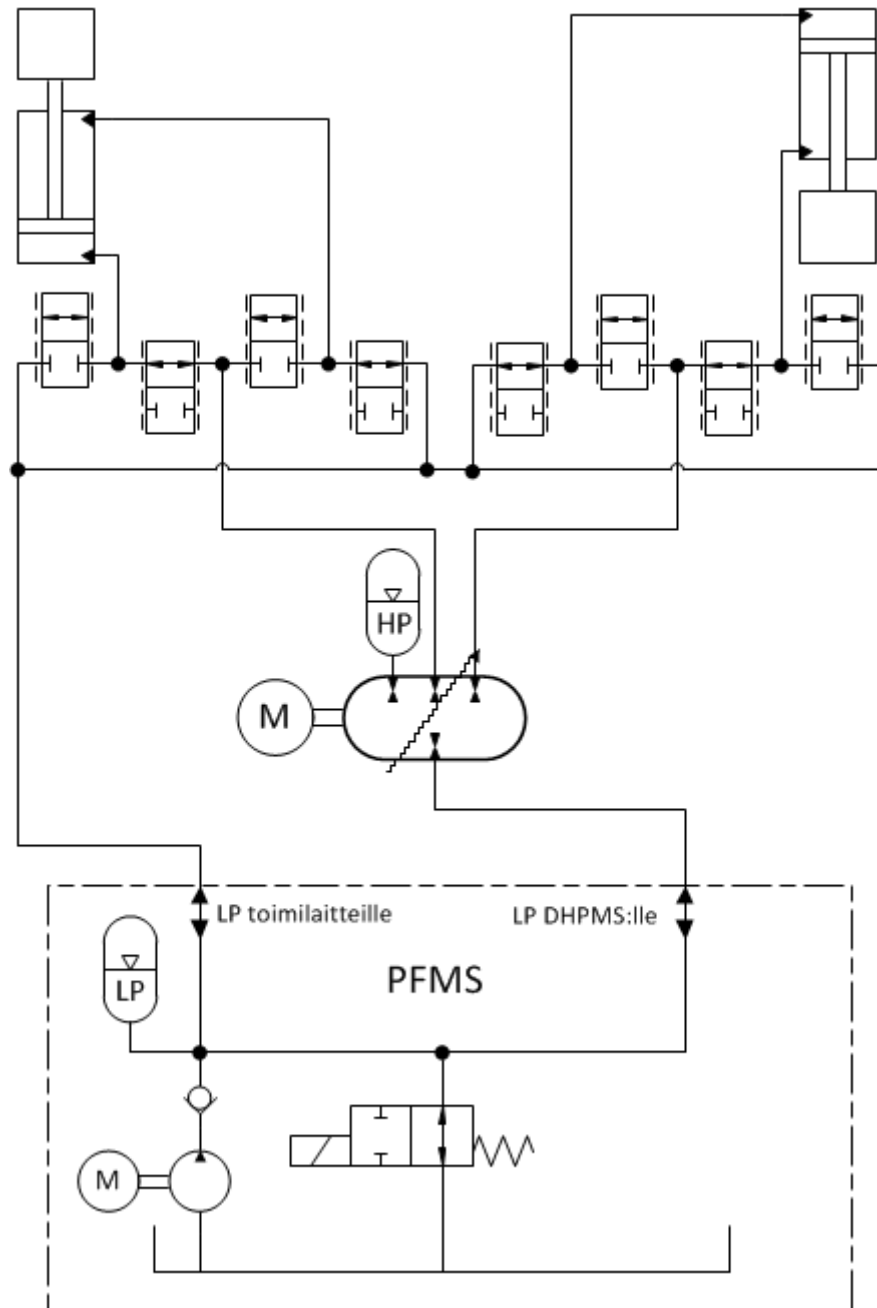
3. Kaikkien komponenttien pitää olla vuodottomia, ts. erillisellä vuotoliitännällä varustettuja komponentteja ei voida käyttää.
4. Jokaisen komponentin pitää kestää matalapaineakun maksimipaine (vähintään 0,5 - 2,0 MPa) kaikissa liitännöissä.
5. Järjestelmän pitää olla turvallinen käyttää ja ylläpitää.

Mikäli järjestelmästä saadaan erittäin huoltovapaa, kohdat 1 ja 2 eivät tuota suuria ongelmia, mutta ne toki hankaloittavat järjestelmän ylläpitoa. Kohdat 3 ja 4 ovat taas hankalampia. Hydraulisylinterit ovat kyllä vuodottomia, kuten myös DHPMS ilmeisesti on, mutta suurin osa perinteisistä hydraulipumpuista ja -moottoreista tarvitsevat joko vuotoliitännän matalapaineiseen (usein alle 0,3 MPa) vuotolinjaan, tai sitten niissä vuoto on ohjattu komponentin imupuolelle, joka sekään ei kestä painetta kuin noin 0,3 MPa. Syy vuotolinjojen tarpeeseen on hydraulipumppujen ja -moottorien pyörivän akselin ulosvienti komponentin kotelosta, joka pitää tiivistää. Nämä komponentit vuotavat koteloonsa hydraulinestettä ainakin painepuolelta ja kotelo pitää tyhjentää hyvin matalapaineiseen vuotolinjaan. Akselin ja kotelon välinen tiiviste ei tyypillisesti kestä yli noin 0,3 MPa jatkuvaa painetta ja huomattavasti korkeamman kotelonpaineenkeston omaavia hydraulipumppuja tai -moottoreita on vaikea löytää.

Toki hydraulipumppujen lisäksi myös hydraulimoottorit voitaisiin tulevaisuudessa korvata DHPMS:llä tai sen kaltaisella rakenteella. Paineistettu järjestelmä ei kuitenkaan ole turvallisuutensa kannalta yhtä hyvä kuin perinteinen hydraulijärjestelmä, koska se varastoi energiaa myös pysäyttämisen jälkeen.

Näiden haasteiden vuoksi on luovuttu täysin suljetusta ja paineistetusta järjestelmästä. PFMS suunnitellaan siten, että se edelleen sisältää säiliön, johon mahtuu koko järjestelmän muutostilavuus sekä paineakkujen tilavuus. Tällöin paineistus voidaan purkaa säiliöön järjestelmän sammutuksen yhteydessä sekä esimerkiksi huollon ajaksi. Lisäksi komponenttien vuotolinjat voidaan kytkeä tähän normaali ilmanpaineiseen säiliöön. Koska suunnitellaan täysin uutta järjestelmää, on säiliön olemassaolo käytännöllistä myös testien kannalta.

Erillisen säiliön myötä muodostuu tarve myös apupumpulle, koska hydraulineste pitää pumpata säiliöstä matalapaineakkuun ainakin järjestelmän käynnistyksen yhteydessä. DHPMS ei voi suorittaa paineistusta imuominaisuuksiensa vuoksi. Kuvan 21 alaosassa nähdään PFMS, joka on erotettu muusta järjestelmästä erilliseksi moduuliksi katkoviivalla.



Kuva 21. Paineistettu hydraulinesteen kunnossapitojärjestelmä (PFMS) omana järjestelmänään.

PFMS sisältää kaksi liitäntää, joilla se liittyy muuhun järjestelmään. Se sisältää matalapaineliitäntän, joka syöttää ja vastaanottaa tilavuusvirtaa toimilaitteilta. Toinen matalapaineliitäntä syöttää ja vastaanottaa tilavuusvirtaa DHPMS:ltä. Toki näiden toimintojen toteuttamiseen riittäisi vain yksi liitäntä, joka T-haaralla yhdistetään sekä toimilaitteille että DHPMS:lle, mutta syy valittuun rakenteeseen selviää seuraavassa luvussa 3.1.3. Myöhemmin PFMS:n sisäistä toteutusta käsitellään kuvissa omana yksikkönään, ilman kuvaa muusta järjestelmästä.

Kuvassa 21 PFMS koostuu apupumpusta, joka pumpkaa nestettä säiliöstä matalapaineakulle. Vastaventtiili estää nestettä vuotamasta takaisin säiliöön, jotta apupumppu voidaan pysäyttää, kun matalapaineakku on täytetty järjestelmän käynnistytyn jälkeen. On/off-venttiilillä matalapaineakku saadaan tyhjennettyä säiliöön järjestelmän sammumuksen yhteydessä.

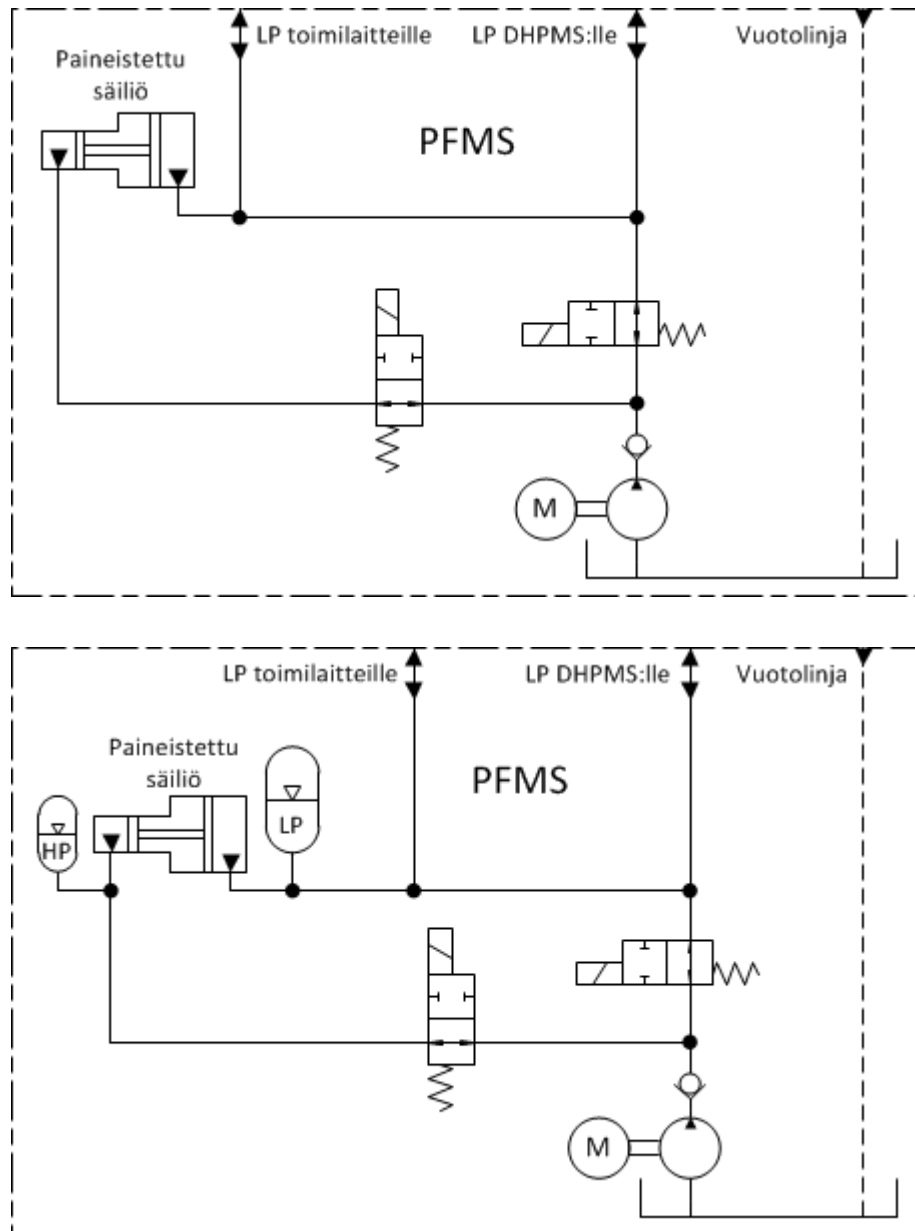
Mikäli hydraulinesäiliön tilavuutta halutaan entisestään pienentää, voidaan matalapaineakun sijasta käyttää hydraulineen paineella paineistettavaa säiliötä. Tällöin PFMS:n normaali ilmanpaineinen säiliö kutistuisi käytännössä hyvin pieneksi, mutta toimisi edelleen vuotolinjojen normaali ilmanpaineisena liitäntäkohtana ja varastoisi vuotanutta hydraulineestettä niin kauan kunnes apupumppu käynnistetään pumpaamaan se takaisin matalapainepuolelle. PFMS:n toteutus paineistetulla säiliöllä nähdään kuvassa 22.

Paineistetut säiliöt ovat yleisesti käytössä esimerkiksi lentokoneiden hydraulijärjestelmissä (eng. *Bootstrap reservoir*). Mäntärakenteensa ansiosta se pystytään paineistamaan erillisellä pumpulla (kuvassa 22 avaamalla vasemmanpuoleinen ja sulkemalla oikeanpuoleinen on/off-venttiili) ja paineistus voidaan purkaa yhdistämällä säiliön kammiot (kuvassa 22 avaamalla molemmat on/off-venttiilit). Kun paineistetun säiliön pienempään tilavuuteen pumpataan nestettä suurella paineella, saadaan suurempi tilavuus paineistettua pieneen paineeseen. Kuvan 22 paineistetun säiliön piirrosmerkki kuvaa säiliön toimintaperiaatteen, mutta eräs säiliön rakenneratkaisu löytyy lähteestä [37].

Säiliöön voidaan lisätä myös ilmatilavuus, jolloin se käyttäytyy kuin paineakku (kuva 22 alaosa). Lisäämällä säiliön korkeapainepuolelle korkeapaineakku saadaan pienennettyä säiliön matalapainepuolen tilavuudenmuutosten aiheuttamaa paineenvaihtelua. Samaan pyritään myös lisäämällä ilmatilavuus, eli matalapaineakku, säiliön matalapainepuolelle. Tämänkaltaisen toteutus löytyy patentista [38].

Kuvan 22 PFMS:ään on lisätty myös vuotolinja, johon voidaan liittää järjestelmän vuotoliitännälliset komponentit, kuten hydraulimoottorit ja -pumput. Mikäli vuotoliitintä ei tarvita, voidaan perinteinen säiliö poistaa tarpeettomana ja käyttää pelkästään paineistettua säiliötä. Tässä tapauksessa apupumpun imulinja kytketään paineistetun säiliön matalapainepuolelle.

Paineistettua säiliötä voidaan pitää erikoiskomponenttina sen tyypillisten sovellusalueiden, valmistusmäärien ja rakenteen vuoksi. Tyypillisesti paineistettujen säiliöiden painetaso on alle 0,3 MPa. [38] Jos halutaan korkeamman painetason (esim. > 1 MPa) kestävä säiliö, ei sitä löydetä välttämättä suoraan valmistajilta eikä sen valmistaminen ja testaus välttämättä ole yksinkertaista. Toisaalta suuren pinta-alasuhteen omaavaa differentiaalisylinteriä voidaan mahdollisesti käyttää paineistettavana säiliönä.



Kuva 22: PFMS paineistettavalla säiliöllä sekä paineistettavaan säiliöön liitettävät paineakut.

Katsotaan, että paineistetun säiliön käyttö PFMS:n toteutuksessa on ristiriidassa ainakin taulukon 7 kohtien 2 ja 6 kanssa. PFMS päätetään siis toteuttaa kuvan 21 tapaan paineakulla ja normaalilla säiliöllä.

3.1.3 Hydraulinestettä kunnossapitävät komponentit

Kuvan 21 PFMS:stä puuttuvat edelleen hydraulinestettä kunnossapitävät komponentit. PFMS:ään pitääkin lisätä ainakin suodatin ja jäähdytin. Luvussa 2.4.5 todettiin, että erityisesti ilman erottuminen hydraulinesteestä on syy säiliön nykyisiin mitoitusperusteisiin. Koska ilma ei pysty poistumaan järjestelmästä normaalissa paineakussa, ja hyd-

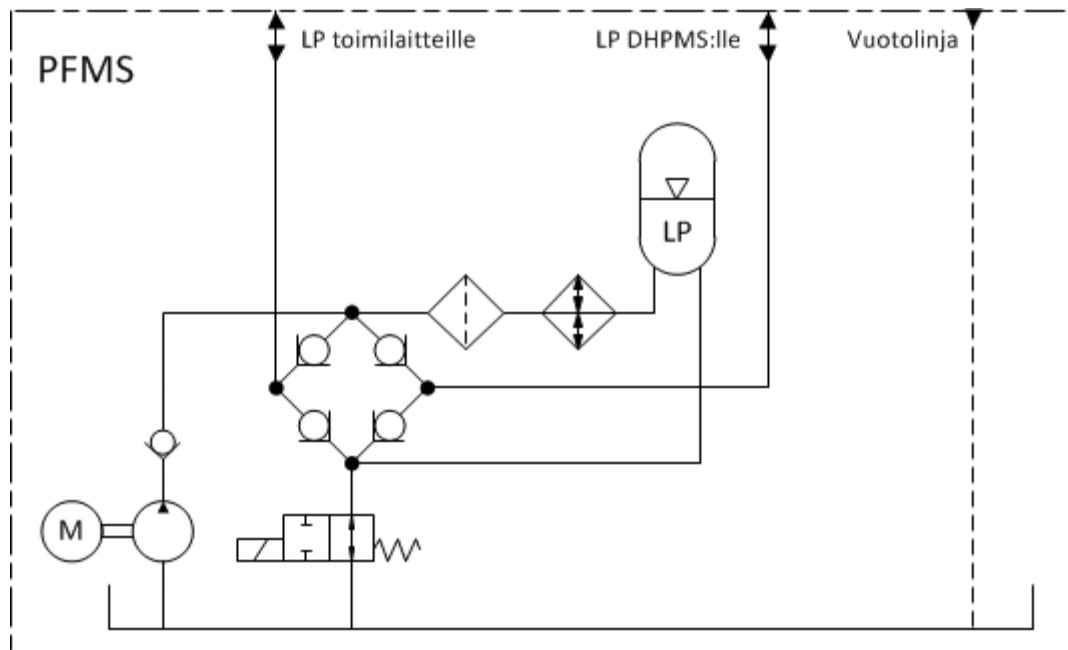
raulinesteen lepoaika PFMS:n säiliössä tulee olemaan hyvin pieni säiliön pienen koon vuoksi, pitää ilma poistaa hydraulinesteestä erillisellä komponentilla.

Aloitetaan kuitenkin *hiukkasten* poistamisesta, mikä toteutetaan suodattamalla. Suodattimen sijoittelun kannalta pidetään tärkeänä, että:

1. Järjestelmän toiminnan aikana koko hydraulinestetilavuus läpäisee suodattimen mahdollisimman usein.
2. Hydraulineste ei pääse virtaamaan suoraan toimilaitteiden liitännästä DHPMS:n liitântään tai toisinpäin, koska toimilaitteet sekä pumpput synnyttävät hiukkasia ja hiukkasia myös tunkeutuu järjestelmään niiden tiivisteiden ohi. Paras puhtaustaso saavutetaan, kun toimilaitteilta ja pumpulta tulevat tilavuusvirrat suodatetaan ennen sekoittamista suurempaan nestetilavuuteen, jolloin hiukkaskonsentraatio pienenee.
3. Tilavuusvirta kulkee vain yhteen suuntaan suodattimen läpi, koska suodatin toimii vain yhteen suuntaan ja ”estosuuntainen” tilavuusvirta irrottaa hiukkasia tilavuusvirran mukaan. Suodattimen kaksisuuntainen toiminta on toteutettavissa vastaventtiilien avulla.
4. Tilavuusvirta suodattimen läpi on tasaista eikä sykkivää, koska suodattimen β -arvo on suurempi tasaisella tilavuusvirralla.
5. Suodattimelle tulevan tilavuusvirran hiukkaskonsentraatio on mahdollisimman korkea, ts. suodattamaton hydraulineste ei sekoitu suodatettuun hydraulinesteeseen. Suodattimen β -arvon ollessa vakio saadaan hydraulinesteestä suodatettua yhdellä läpäisyllä sitä suurempi kappalemäärä hiukkasia mitä suurempi on suodatettavan hydraulinesteen hiukkaskonsentraatio.

Suodattimen sijoituspaikka järjestelmässä määrittelee myös sen koon. Mitä suurempia tilavuusvirtoja suodattimen läpi halutaan sitä suurempi suodatin tarvitaan. Suodattimen koko taas heijastuu suoraan myös sen hintaan. Näihin molempiin vaikuttavaa myös suodattimen suodatustarkkuus, eli kuinka pieniä hiukkasia suodattimen halutaan poistavan järjestelmästä.

Kuvassa 23 on kuvan 21 PFMS, johon on lisätty mm. suodatin ja lämpötilan säätöyksikkö. Neljän vastaventtiilin ”tasasuuntauskytkennällä” saadaan toimilaitteilta ja DHPMS:ltä tuleva tilavuusvirta ohjattua aina samansuuntaisesti nestettä huoltavien komponenttien läpi matalapaineakulle. Kun PFMS:n pitää syöttää tilavuusvirtaa toimilaitteille tai DHPMS:lle, lähtee tilavuusvirta aina matalapaineakun oikeanpuoleisesta liitännästä. Kaikki PFMS:lle tulevat tilavuusvirrat suodatetaan aikaisessa vaiheessa ja matalapaineakkuun tuleva hydraulineste on aina jo kertaalleen suodatettua. Mikäli PFMS:ään halutaan enemmän kuin kaksi liitântää voidaan tämä toteuttaa lisäämällä tasasuuntauskytkentään kaksi vastaventtiiliä jokaista uutta liitântää kohden. Toinen vastaventtiileistä ohjaa uudesta liitännästä tulevan tilavuusvirran suodattimelle ja toinen päästää liitântään tilavuusvirtaa matalapaineakusta.



Kuva 23. PFMS suodattimella ja lämpötilan säätöyksiköllä.

Matalapaineakussa on kaksi liitäntää, jotta tilavuusvirta ei pääse suoraan matalapaineakun ohi. Näin tapahtuu, mikäli paineakku liitetään linjaan normaalilla T-haaralla ja toimilaitteilta tuleva tilavuusvirta on yhtä suuri kuin DHPMS:lle menevä tilavuusvirta. Koska hydraulineste virtaa molemmissa liitännöissä vain yhteen suuntaan, matalapaineakkuun tuleva hydraulineste sekoittuu tehokkaasti siellä jo olevaan hydraulinesteeseen. Tällöin likahiukkaset eivät pääse kertymään matalapaineakkuun ja järjestelmän hydraulineste pysyy muidenkin epäpuhtauksien suhteen tasalaatuisena. Arvioidaan, että paineakun kaksiliitäntäinen rakenne on suhteellisen yksinkertainen toteuttaa varsinkin mäntäpaineakkuun.

Veden poisto järjestelmästä ei aina ole välttämätöntä, vaan riippuu paljon olosuhteista ja sovelluksesta. Järjestelmän vesikuormitusta on hyvin hankala arvioida tarkasti suunnitteluvaiheessa. Mikäli järjestelmästä pitää poistaa vapaata vettä, kannattaa siihen käyttää komponenttia, joka on asennettavissa jäähdyttimen jälkeen. Hydraulinesteen lämpötilan laskiessa veden saturaatiopiste laskee ja hydraulinesteestä voi erottua liuennutta vettä. Veden poisto vaatii PFMS:n tapauksessa inline-asenteista komponenttia, jolla on riittävä paineenkesto, koska lämpötilan säätöyksikkö sijoitetaan matalapainepuolelle. Tällöin voidaan käyttää ainakin sulautus- ja adsorbti-suodattimia.

Tyhjiöerotin poistaa hydraulinesteestä liuennutta vettä ja kaasuja, mutta sitä ei voida asentaa matalapainepuolelle inline-asenteisesti. Tyhjiöerotin voi ottaa nestettä matalapainepuolelta ja syöttää sen PFMS:n säiliöön. Tämä kuitenkin lisää energiankulutusta. Toinen vaihtoehto on tyhjiökäsittelä vain säiliössä olevaa hydraulinestettä. Mikäli tyhjiöerotinta käytetään nimenomaan vedenpoistoon pitää lisäksi huomioida, että vesi ei poistu kaasunvaihdon yhteydessä ellei hydraulineste sisällä riittävästi myös kaasuja.

Toisin kuin vesi, ilma todennäköisesti tulee aiheuttamaan ongelmia. PFMS:n hydraulinen tilavuus on niin pieni, että ilma ei ehdi erottumaan nesteestä painovoimaisesti säiliössä. Lisäksi ilma pystyy poistumaan PFMS:stä vain säiliön kautta. Ongelmilta voidaan välttyä estämällä ilman pääsy järjestelmään ja/tai poistamalla ilmaa hydraulinesteestä erillisellä komponentilla/rakenteella.

Koska myös toimilaitteilta tuleva paluulinja on paineistettu, pääsee tiivisteiden ja vuotavien letkuliitosten kautta järjestelmään todennäköisesti vähemmän ilmaa ja vettä kuin perinteisen, paineistamattoman paluulinjan tapauksessa. Järjestelmässä on aina käytön aikana huomattavasti normaali ilmanpainetta suurempi paine, lukuun ottamatta järjestelmän säiliötä. Lisäksi vain vapaa ilma aiheuttaa järjestelmässä ongelmia, joten kuvan 19 perusteella paineistettu hydraulineste sitoo huomattavan määrän ilmaa ennen kuin järjestelmään syntyy vapaata ilmaa.

Voidaankin olettaa, että ilmaa erottuu hydraulinesteestä erityisesti PFMS:n säiliössä, koska matalapainepuolelta säiliöön tulevan hydraulinesteen paine laskee. PFMS:n säiliö on myös ainoa kohta, jossa hydraulineste pääsee kosketuksiin ilmakehän kanssa. Tämän vuoksi hydraulinesteestä kannattaa poistaa ilma joko säiliössä tai viimeistään välittömästi apupumpun jälkeen.

Ilmaa epäpuhtautena käsiteltiin luvussa 2.4.5 ja esiteltiin ilmaa poistavia komponentteja. *Tyhjiöerottimille* tehdään yleensä oma kierto, jolloin ne poistavat ilmaa säiliössä olevasta hydraulinesteestä. Tyhjiöerottimen onkin pystyttävä pitämään järjestelmän koko nestetilavuuden ilmapitoisuus alle saturaatiotason, jotta järjestelmässä ei ole vapaata ilmaa. Tämän vuoksi ne soveltuvat järjestelmään, jonka ilmakehän paine on vähäinen. Tällaisen järjestelmän ilmakehän painetta voidaan edelleen vähentää käyttämällä säiliössä muovikalvoa, joka erottaa säiliössä olevan hydraulinesteen ilmasta. Tällöin kaikki järjestelmän kaasunvaihto tapahtuu tyhjiökäsittelijän kautta ja muuten järjestelmä on hermeettisesti suljettu. Tässä tapauksessa tyhjiökäsittelijästä tulee kaasunvaihdon kannalta kriittinen komponentti. Säiliöhengityksen vähentyessä myös veden poistoon pitää kiinnittää enemmän huomiota.

Suuren ilmakehän paineen tapauksessa joudutaan käyttämään joko hyvin suurta tyhjiökäsittelijää tai sopivaa inline-asenteista kaasunpoistokomponenttia. Ilmanpoisto toimii tehokkaasti, mikäli se suoritetaan järjestelmän suurille tilavuusvirroille, eli PFMS:ään toimilaitteilta tai DHPMS:ltä tuleville tilavuusvirroille. *Pyörre-erotin* voitaan sijoittaa inline-asenteisesti, jolloin se pystyy käsittelemään myös suuria tilavuusvirtoja, mutta se ei välttämättä toimi hyvin vaihtelevilla tilavuusvirroilla. Pyörre-erotin tarvitsee myös vuotolinjan, joten sen sijoittaminen paineistettuun matalapainelinjaan ei ole viisasta runsaan vuodon vuoksi. Apupumppu joutuisi jatkuvasti pumppaamaan pyörre-erottimesta vuotanutta hydraulinestettä takaisin matalapainepuolelle. Vaihtoehtoisiksi jääkin ilmanpoiston kannalta erotinverkot ja pikapoistoventtiilit.

Ilmanpoistumista säiliöstä voidaan tehostaa erotinverkoilla ja matalapainelinjaan voidaan asentaa automaattinen ilmanpoistoventtiili ja ilmanerottumista tehostava erotinverkko. Lisäksi suodattimessa, ja ehkä matalapaineakussakin, voitaisiin käyttää au-

tomaattista ilmanpoistovenktiiliä. Tämä edellyttäisi sopivien rakenneratkaisujen suunnittelua.

Ilmanpoistoon on siis olemassa keinoja, mutta offline-tyyppiset ilmanpoistokomponentit ovat tyypillisesti melko tehottomia tai suurikokoisia ja kalliita. Valmiita, ja erityisesti PFMS:ään soveltuvia, inline-tyyppisiä ilmanpoistokomponentteja on huonosti saatavilla. Lisäksi ilman aiheuttamat ongelmat ovat vaikeita ennustaa, koska järjestelmän rakenne ja toiminta vaikuttavat ilmakehityksen suuruuteen. Ongelmien syitä, seurauksia ja ratkaisuja on helpompi tutkia, kun järjestelmästä on olemassa prototyyppi. Kuitenkin edellä on tarjottu tietoa ja ratkaisuvaihtoehtoja ilman tai vedestä mahdollisesti aiheutuvien ongelmien ratkaisemiseksi.

Digitaalihydrauliikan avulla hukatehot pienenevät, mikä pienentää järjestelmän jäähdystarvetta. Hydraulinesteen lämpötilaa pitää silti pystyä kontrolloimaan, joten PFMS tarvitsee jäädyttimen. Tosin hukatehojen pienentyessä voi järjestelmä tarvita myös lämmittimen. Lämpötilan säätöyksikkö kannattaa sijoittaa siten, että suodattimille menevä hydraulineeste on mahdollisimman lämmintä, koska tällöin nesteen viskositeetti on pienempi. Kuvassa 23 lämpötilan säätöyksikkö on sijoitettu vasta suodattimen jälkeen. Mikäli hydraulineestettä joudutaan pääasiassa lämmittämään, kannattaa lämpötilan säätöyksikkö asentaa ennen suodatinta. Toki molemmat, sekä jäädytin että lämmitin, voidaan asentaa erillisinä komponentteina, jolloin lämmitin tulee ennen suodatinta ja jäädytin suodattimen jälkeen.

Hydraulinesteen pääasiallinen varasto käytön aikana tulee olemaan matalapaineakku ja käytön aikana hydraulineeste kiertää pääasiassa matalapainejärjestelmässä. Hydraulineestettä huoltavien komponenttien sijoitus matalapainelinjaan on nestenhuollon kannalta tehokkain vaihtoehto. Kaikkien komponenttien kohdalla pitää ottaa huomioon paineenkesto, kun ne sijoitetaan matalapainelinjaan.

3.2 Järjestelmän toteutusvaihtoehtoja

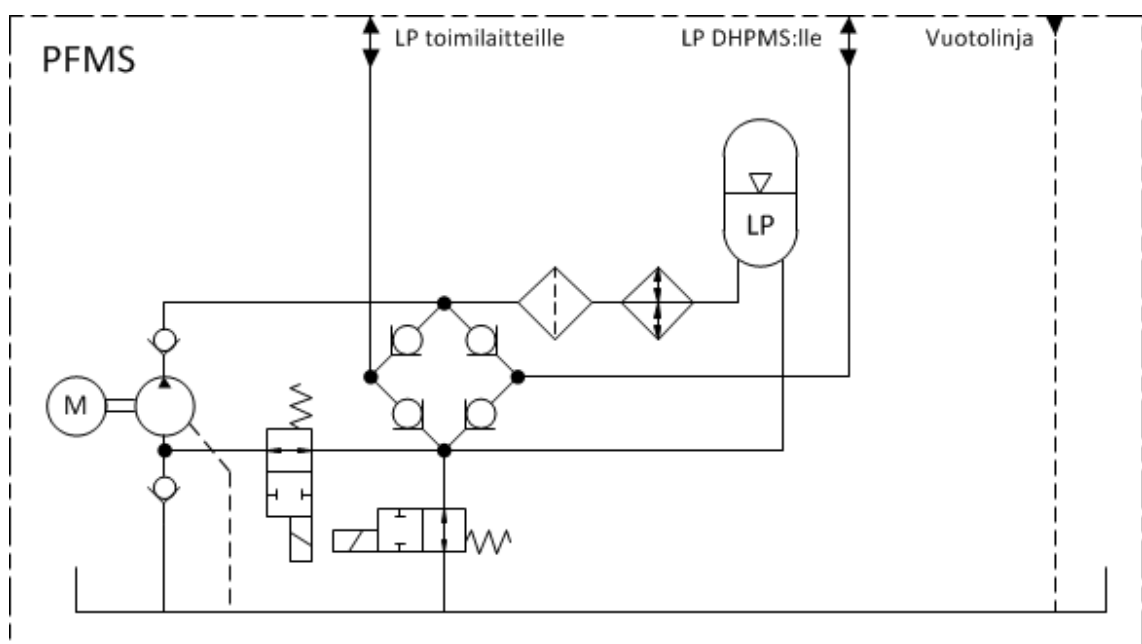
Kuvassa 23 on esitetty varsin toimivan PFMS:n kaavio, mutta järjestelmää voidaan vielä parantaa. Kun tunnetaan yhden toimivan järjestelmän ominaisuudet, voidaan miettiä erilaisia rakennevaihtoehtoja, jotka vastaavat eri painotuksella taulukon 7 vaatimusmäärittelyn haasteisiin. Tässä luvussa esitellään ja vertaillaan PFMS:n toteutusvaihtoehtoja. Niiden joukosta valitaan simuloitava järjestelmä.

3.2.1 Toteutus yhdellä paineakulla (järjestelmät A ja B)

Kuvan 23 järjestelmän apupumpun ainoa tehtävä on pumpata hydraulineestettä säiliöstä matalapainejärjestelmään. Apupumppu pystyy parantamaan järjestelmän nestenhuoltoa käytön aikana, mikäli PFMS suunnitellaan siten, että apupumppu pystyy myös kierrättämään matalapaineakun varastoimaa hydraulineestettä huoltavien komponenttien läpi (kuva 24).

Kuvassa 24 nähdään PFMS:n toteutus yhdellä matalapaineakulla. Tätä toteutusta kutsutaan tästä eteenpäin nimellä ”järjestelmä A” tai lyhenteellä PFMS(A). Apupumppu

on kytketty siten, että avaamalla vasemmanpuoleinen on/off-venttiili apupumppu imee hydraulinestettä matalapaineakusta ja kierrättää sen huoltavien komponenttien läpi takaisin matalapaineakkuun. Apupumpun imulinjassa oleva vastaventtiili sulkeutuu tässä tapauksessa ja estää paineistettua hydraulinestettä vuotamasta säiliöön. Kun vasemmanpuoleinen on/off-venttiili suljetaan, apupumppu pumppaa hydraulinestettä säiliöstä matalapainepuolelle. Apupumpun imulinjassa oleva vastaventtiili on mitoitetava riittävän suureksi, jotta apupumppu ei kavitoi imettäessä nestettä säiliöstä. Mikäli nestettä ei tarvitse pumpata säiliöstä matalapaineakkuun, eikä matalapaineakun sisältämää nestettä tarvitse kierrättää nestettä huoltavien komponenttien läpi, voidaan apupumppu pysäyttää. Tässä tapauksessa kuvan 24 vasemmanpuoleinen on/off-venttiili suljetaan, jotta vuoto apupumpun läpi säiliöön lakkaa.



Kuva 24. PFMS yhdellä paineakulla (järjestelmä A, PFMS(A)).

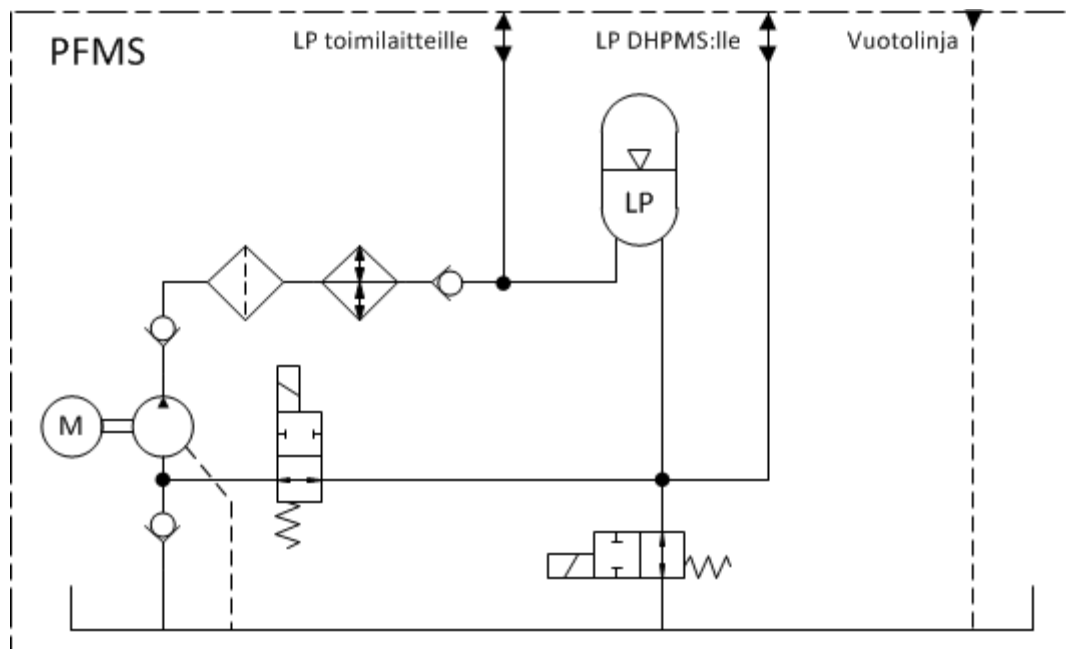
Oikeanpuoleisen on/off-venttiilin tehtävä kuvan 24 järjestelmässä on tyhjentää matalapaineakku säiliöön, kun järjestelmä sammutetaan. Järjestelmän toiminnan aikana se on yleensä suljettu. PFMS(A):n käynnistytessä yhteydessä oikeanpuoleinen on/off-venttiili voidaan kuitenkin pitää auki ja kierrättää apupumpulla hydraulinestettä lämmitimen ja suodattimen kautta matalapaineakkuun ja siitä takaisin säiliöön. Tällä tavalla hydraulineste saadaan lämmitettyä ja suodatettua ennen DHPMS:n ja muun järjestelmän käynnistämistä.

Apupumpun pitää kestää matalapaineakun paine myös imupuolella. Tämä toteutuu yleensä pumpuissa, joiden kotelossa on erillinen vuotoliitanta. Siksi kuvan 24 apupumpussa on erillinen vuotolinja. Mikäli apupumppu halutaan toteuttaa ilman vuotolinjaa, voidaan se sähkömoottoreineen sijoittaa omaan säiliöönsä, jonka annetaan täyttyä matalapainejärjestelmän hydraulinesteellä. Tällöin apupumpun kotelonpaine ja kotelon ulko-

puoleinen paine ovat samat ja apupumpun akselintivisteseen ei kohdistu paineen aiheuttamaan räsytystä. Tämä saattaa tarjota etuja myös sähkömoottorin toiminnan kannalta. Silti erillisen paineistetun kotelon vaativa ratkaisu on erikoiskomponentti, jota tuskin löydetään helposti suoraan valmistajilta.

PFMS(A):n toteutus on nesteenhuollon kannalta hyvä, koska siinä yhdistyvät paluusuodatus ja säiliökiertosuodatus. Hydraulinestettä huolletaan sekä järjestelmän synnyttämällä kierrolla (paluusuodatus) että apupumpulla (säiliökiertosuodatus). Toisaalta PFMS(A):n rakenne vaatii nestettä huoltavilta komponenteilta, että ne mitoitetään läpäisemään suurin mahdollinen tilavuusvirta, joka tulee yhtä aikaa apupumpulta, DHPMS:ltä ja toimilaitteilta.

PFMS:n toteutuksesta saadaan yksinkertaisempi, ja nestettä huoltavista komponenteista pienempiä, mikäli nesteen huolto toteutetaan pelkästään apupumpun avulla. Näin toimii kuvan 25 järjestelmä. Sitä kutsutaan tästä eteenpäin nimellä ”järjestelmä B” tai lyhenteellä PFMS(B).



Kuva 25. PFMS ilman tasasuuntaajaa (järjestelmä B, PFMS(B)).

Neste varastoidaan järjestelmän käytön aikana pääasiassa matalapaineakkuun, joten kuvan 25 PFMS(B) vastaa nesteenhuoltoperiaatteeltaan säiliökiertosuodattusta. Nyt nestettä huoltavat komponentit voidaan mitoittaa läpäisyltään apupumpun tuoton suuruisiksi. Lisäksi saadaan tasaisempi tilavuusvirta suodattimen läpi, mikä parantaa suodatustehoa. Koska matalapaineakun nestetilavuudesta tulee suhteellisen pieni, pystyy PFMS(B) todennäköisesti tuottamaan riittävän hyvän nesteenhuollon ainakin joihinkin sovelluksiin. Lisäksi komponenttien määrä vähenee hiukan, kun kuvan PFMS(A):n vastaventtiileillä toteutettua tasasuuntaajaa ei tarvita. Ennen suodatinta ja lämpötilan säätöyksikön jälkeen on sijoitettu vastaventtiilit, jotta painevaihtelut eivät aiheuta vääränsuuntaista

tilavuusvirtaa suodattimeen. Suodatus ei välttämättä juurikaan häiriinny, vaikka lämpötilan säätöyksikön jälkeen sijoitettu vastaventtiili poistettaisiin.

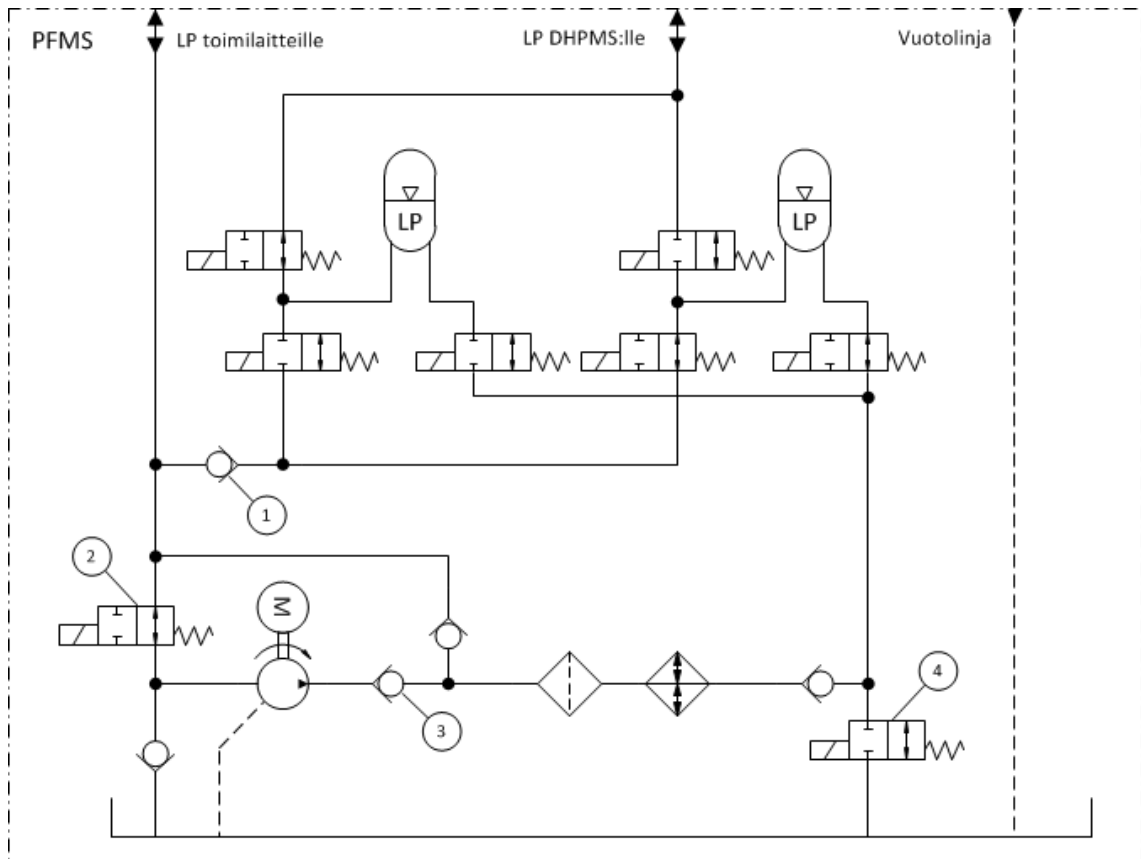
Huonona puolena PFMS(B):n rakenteessa on toimilaite- ja DHPMS-liitännöistä suoraan matalapaineakulle tulevat tilavuusvirrat, joita ei suodateta ennen sekoittumista matalapaineakun nestetilavuuteen. Tämän vuoksi esimerkiksi toimilaitteilta tulevat hiukkaset pääsevät suoraan matalapaineakun kautta DHPMS:lle ja päinvastoin. Tämä huonontaa hydraulinesteen puhtaustaso.

Tässä luvussa on esitelty PFMS:n yhdestä toteutusvaihtoehdosta kaksi muunnelmaa. Ensimmäinen, PFMS(A) tuottanee paremman tuloksen nestehuollon kannalta, mutta jälkimmäinen, PFMS(B) on komponenttien määrältä, hinnalta ja fyysiseltä koolta pienempi.

3.2.2 Toteutus vuorottelevilla paineakulla (järjestelmä C)

Edellisessä luvussa esitellyssä PFMS:ssä on vain vähän ohjausmahdollisuuksia; pystytään ohjaamaan apupumpun käyttöä ja matalapaineakun paineistusta. Lisäämällä PFMS:ään uusia ohjausvaihtoehtoja voidaan saavuttaa hyödyllisiä ominaisuuksia.

Tilavuusvirta kulkee PFMS(A):ssa ja PFMS(B):ssä suodattimelta suoraan matalapaineakkuun. Matalapaineakun nestetilavuus voidaan puolittaa ja käyttää yhden sijasta kahta matalapaineakkua. Tällä tavalla nestetilavuus saadaan jaettua ja ohjattua pääasias-
sa toimilaitteilta tulevat epäpuhtaudet suodattimen kautta vain toiseen matalapaineakuis-
ta. Edelleen käyttämällä kahta paineakkua vuoronperään varastoimaan puhdistettavaa hydraulinestettä ja syöttämään puhdistettua hydraulinestettä järjestelmään, voidaan saavuttaa vielä parempi puhtaustaso. PFMS:n toteutus vuorottelevilla paineakuilla on esitetty kuvassa 26. Sitä kutsutaan tästä eteenpäin nimellä ”järjestelmä C” tai lyhenteellä PFMS(C). Venttiilit on piirretty epästandardinmukaiseen asentoon selkeyden vuoksi, jotta kuva 26 pystyy esittämään PFMS(C):n tietyn toimintatilan.



Kuva 26. PFMS vuorottelevilla paineakuilla (järjestelmä C, PFMS(C)).(piirretty tiettyyn toimintatilaan)

Perinteisessä käytössä, jossa hydraulijärjestelmä luovuttaa tehoa, tilavuusvirta tulee PFMS:ään suurimman osan ajasta toimilaiteliitännästä ja tilavuusvirtaa toimitetaan pumppuyksikölle DHPMS:n liitännästä. Epäpuhtaudet tulevat PFMS:ään pääasiassa toimilaiteliitännästä ja vuotolinjasta. On edukasta suodattaa toimilaitteilta ja säiliöstä tulevaa likaista hydraulinestettä ja antaa pumpuille puhdasta, useaan kertaan suodatettua hydraulinestettä. Tämän toteuttamiseksi PFMS(C):n rakenteessa toinen matalapaineakuista vastaanottaa hydraulinestettä sitä huoltavilta komponenteilta (suodatin ja lämpötilan säätöyksikkö) toisen syöttäessä hydraulinestettä DHPMS:lle.

PFMS(C):ssä vastaventtiili (1) estää nestettä virtaamasta matalapaineakulle suoraan toimilaiteliitännästä. On/off-venttiili (2) ohjaa apupumpun joko imemään hydraulinestettä säiliöstä (venttiili (2) kiinni) tai kierrättämään matalapaineakussa olevaa hydraulinestettä huoltavien komponenttien läpi (venttiili (2) auki). Vastaventtiili (3) estää hydraulinestettä vuotamasta apupumpun vuotolinjan läpi säiliöön, kun apupumppu pysäytetään.

Huoltavien komponenttien jälkeen tilavuusvirta ohjataan toiselle matalapaineakuis- ta. Molempien matalapaineakkujen tilavuusvirranohjaukseen käytetään kolmea on/off-venttiiliä. Sulkemalla matalapaineakun tilavuusvirtaa ohjaava ylempi on/off-venttiili ja avaamalla kaksi alempaa on/off-venttiiliä, matalapaineakku saadaan vastaanottamaan

tilavuusvirtaa huoltavilta komponenteilta ja toimittamaan sitä vastaventtiilin (1) läpi toimilaiteliitäntään ja/tai huoltokiertoon. Kuvassa 26 oikeanpuoleisen matalapaineakun on/off-venttiilit on kytketty em. asentoon.

Kytkemällä on/off-venttiilit päinvastaisesti, eli avaamalla ylempi on/off-venttiili ja sulkemalla kaksi alemmaa, matalapaineakku syöttää tilavuusvirtaa DHPMS:lle. Kuvassa 26 vasemmanpuoleisen matalapaineakun on/off-venttiilit on kytketty tähän asentoon.

Kun venttiilit ovat PFMS(C):ssä siinä tilassa mihin ne on kuvaan 26 piirretty, syöttää vasemmanpuoleinen matalapaineakku hydraulinestettä DHPMS:lle, kun oikeanpuoleinen matalapaineakku varastoi huoltokierrossa olevaa nestettä. Apupumppu on päällä ja kierrättää oikeanpuoleisessa paineakussa olevaa hydraulinestettä huoltavien komponenttien läpi. Koska molemmat PFMS(C):n matalapaineakuista ovat tilavuudeltaan vain puolet PFMS(A):n tai PFMS(B):n matalapaineakuista, saadaan kuvan 26 PFMS(C):n toteutuksessa likaiselle hydraulinesteelle suuri hiukkaskonsentraatio. Kaikki toimilaiteliitännästä ja säiliöstä PFMS(C):hen tuleva tilavuusvirta suodatetaan ennen kuin se pääsee ensimmäistä kertaa matalapaineakkuun.

Toimilaiteliitännästä tulee hydraulinestettä PFMS(C):hen ja se suodatetaan useaan kertaan apupumpun avulla oikeanpuoleisen paineakun täytyessä. Oikeanpuoleisen matalapaineakku täytyessä pitää vasemmanpuoleisen matalapaineakun tyhjentyä, mikäli PFMS(C) on mitoitettu oikein ja muu hydraulijärjestelmä toimii oikein. Kun oikeanpuoleinen paineakku on täysi ja/tai vasemmanpuoleinen paineakku on tyhjä, pitää matalapaineakkujen tilat vaihtaa. Tilanvaihdossa kaikki kuusi matalapaineakkuja ohjaavaa on/off-venttiiliä vaihtavat tilaansa. Tilanvaihdon jälkeen täysi, moneen kertaan suodatettua hydraulinestettä sisältävä oikeanpuoleinen matalapaineakku, syöttää puhdasta hydraulinestettä DHPMS:lle. Samalla vasemmanpuoleinen tyhjä matalapaineakku alkaa vastaanottamaan hydraulinestettä huoltokierrosta ja edelleen toimilaitteilta. Tästä muodostuu PFMS(C):n rakennetta kuvaava vuorotteluperiaate.

Parantuneen hydraulinesteenhuollon lisäksi PFMS(C):n rakenne on vikasietoisempi kuin PFMS(A):n tai PFMS(B):n yhden paineakun järjestelmä. Toisen matalapaineakun rikkoutuessa rikkoutunut matalapaineakku pystytään eristämään PFMS(C):stä nopeasti sulkemalla rikkoutunutta paineakkuja ohjaavat on/off-venttiilit. Nopea eristys toki edellyttää vikatilaa nopeaa tunnistamista. Tässä PFMS(C):n vikatilassa kaikki ehjää matalapaineakkuja ohjaavat on/off-venttiilit avataan. Matalapaineakkuja voidaankin tässä tapauksessa kutsua redundanteiksi komponenteiksi. Sopivalla mitoituksella PFMS(C) pysyy tässä vikatilassa toimimaan niin, että muun järjestelmän toiminta on edelleen mahdollista, vaikkakin ehkä alentuneilla suoritusarvoilla.

Huonona puolena vuorottelevilla matalapaineakuilla toteutetun PFMS(C):n rakenteessa on komponenttien määrän lisääntyminen, ohjauksen hankaluus ja painevaihtelu toimilaiteliitännässä. PFMS(C):ssä on yhteensä kuusi on/off-venttiiliä enemmän kuin esimerkiksi PFMS(A):ssa. Toisaalta on/off-venttiilien hinta voi pudota huomattavasti digitaalihydrauliikan yleistyessä. PFMS(C):n rakenne ei olekaan venttiilien kannalta niin monimutkainen kuin ensimmäisellä vilkaisulla voisi olettaa. Se sisältää vain kahta venttiilityyppiä: vastaventtiileitä ja on/off-venttiileitä. Molemmat ovat rakenteeltaan

hyvin yksinkertaisia. Lisäksi järjestelmässä on kaksi matalapaineakkuja, mutta nekin ovat tilavuudeltaan puolta pienempiä kuin PFMS(A):n tai PFMS(B):n matalapaineakku.

Vuorottelevilla matalapaineakuilla toteutetun PFMS(C):n ohjaaminen voi olla hankalaa. On huolehdittava, että molempien paineakkujen nestetilavuus on sallituissa rajoissa. Kun sekä toimilaitteilta että DHPMS:ltä voi tulla tilavuusvirtaa, ja niille voi myös mennä tilavuusvirtaa, ei matalapaineakkujen ohjaus ole triviaalia. On/off-venttiilien tilanvaihtotaajuuden minimointi voi olla haastavaa.

Molempien matalapaineakkujen nestetilavuus on tunnettava ohjauksen toteuttamiseksi, jotta kumpikaan matalapaineakku ei pääse täyttymään tai tyhjenemään liikaa. Nestetilavuutta voidaan mäntäpaineakussa mitata männän asemaa mittaamalla tai epäsuorasti paineakun painetta mittaamalla. Painemittauksen tapauksessa saadaan samalla tietoa myös järjestelmän paineesta, mutta toisaalta lämpötila ja paineakun kunto voivat vaikuttaa paineeseen. Tällöin paineesta ei välttämättä voida johtaa paineakun nestetilavuutta tarkasti.

Matalapaineakkujen vuorottelu, eli tilanvaihdot, aiheuttavat painevaihteluita PFMS(C):n liitäntöihin. Tämä voi olla negatiivinen asia, mutta vuorottelu mahdollistaa esimerkiksi korkeamman syöttöpaineen DHPMS:lle. DHPMS:lle syöttävän matalapaineakun nestetilavuus, ja siten myös paine, voidaan tilanvaihtojen avulla pitää jatkuvasti korkeana.

3.2.3 Toteutusvaihtoehtojen vertailu

Edellisissä alaluvuissa on esitelty kaksi toisistaan selkeästi eroavaa PFMS:n toteutusta. Vertaillaan niiden ominaisuuksia taulukon 7 vaatimusmäärittelyn kannalta, jotta myöhemmin voidaan valita sopivin järjestelmä mitoitusta ja simulointia varten. Taulukossa 8 nähdään PFMS:n eri rakennevaihtoehtojen vertailu. Taulukossa 8 arvosana 5 on hyvä ja 1 huono.

Taulukko 8. PFMS:n toteutusvaihtoehtojen vertailu.

Arvosana 5 hyvä, 1 huono.	PFMS(A ja B)	PFMS(C)
Energiankulutus	4,5	3
Koko, hinta ja komponenttien määrä	3	2
Hydraulinesteen kunnossapito	3	4
Toimintavarmuus	3	4
Turvallisuus ja huollettavuus	3	3
Komponenttien saatavuus	4	4
Sovellusmahdollisuudet	5	4
Ohjauksen yksinkertaisuus	4	2
Keskiarvo:	3,69	3,25

Molempien toteutusten *energiankulutus* muodostuu apupumpun sähkömoottorin energiankulutuksesta sekä virtaushäviöistä. Yhden paineakun järjestelmän (PFMS(A)) synnyttämä painehäviö on pieni, koska matalapaineliitännöistä tuleva tilavuusvirta kul-

kee nestettä huoltavien komponenttien ja paineakun lisäksi vain kahden vastaventtiilin läpi. Toki toisessa yhdenpaineakun toteutuksessa (PFMS(B)) nesteenhuolto edellyttää apupumpun jatkuvaa käyttöä. Tästä arvosana 4,5 yhden paineakun omaavalle PFMS:lle. Vuorottelevien paineakkujen järjestelmässä (PFMS(C)) tilavuusvirta joutuu nestettä huoltavien komponenttien, vastaventtiilien ja matalapaineakun lisäksi kulkemaan kolmen on/off-venttiilin läpi ja parhaan suodatustuloksen saavuttamiseksi apupumppua pitää käyttää jatkuvasti. On/off-venttiilien aiheuttaman energiahukan vuoksi PFMS(C):lle tulee energiankulutuksesta arvosanaksi 3.

Arvioidaan, että PFMS(C) tuottaa paremman puhtaustason kuin PFMS(A tai B). Se saa hieman paremman arvosanan *hydraulinesteen kunnossapidosta*.

Vuorottelevien matalapaineakkujen järjestelmässä (PFMS(C)) on kuusi on/off-venttiiliä enemmän kuin yhden paineakun järjestelmässä. Muuten ne ovat kooltaan, hinnaltaan ja komponenttien määrältä samanlaisia.

PFMS-vaihtoehtojen *turvallisuudessa tai huollettavuudessa* ei ole suurta eroa, koska ne ovat toimintaperiaatteeltaan ja rakenteeltaan hyvin samanlaisia. Turvallisuus on hieman parempi PFMS(C):n tapauksessa, koska siinä paineakut pystytään eristämään muusta järjestelmästä on/off-venttiileillä. Toisaalta yhdenkin paineakun järjestelmä (PFMS(A ja B)) todennäköisesti tarvitsee käsikäyttöiset sulkuventtiilit paineakun liitäntöihin turvallisuuden takaamiseksi.

Komponenttien saatavuus on yhtä hyvä kaikissa PFMS-vaihtoehtoissa. Ainoa muokkaamista vaativa komponentti on kaksi liitintä sisältävä mäntäpaineakku. On/off-venttiilien ominaisuuksille, kuten avautumisajalle tai kestolle, ei aseteta suuria vaatimuksia. Tilanvaihtoja tulee suhteellisen harvoin ja avautumisaika saa olla hidas.

Molemmat toteutusvaihtoehdot *soveltuvat hyvin erilaisiin järjestelmiin*, mutta PFMS(C):n toiminta saattaa häiriytyä, mikäli toimilaitteille pitää syöttää suurta tilavuusvirtaa, tai DHPMS syöttää suurta tilavuusvirtaa PFMS:ään. Suunnittelussa käytetyn modulaarisuuden vuoksi PFMS:t voidaan liittää hyvin monenlaisiin hydraulijärjestelmiin.

Ohjauksen kannalta PFMS(C) on selkeästi hankalampi ja edellyttää enemmän anturoidia. Yhden paineakun PFMS(A ja B) toiminee hyvin jo matalapaineakun painemittauksella ja säiliön nesteen pinnantasonmittauksella.

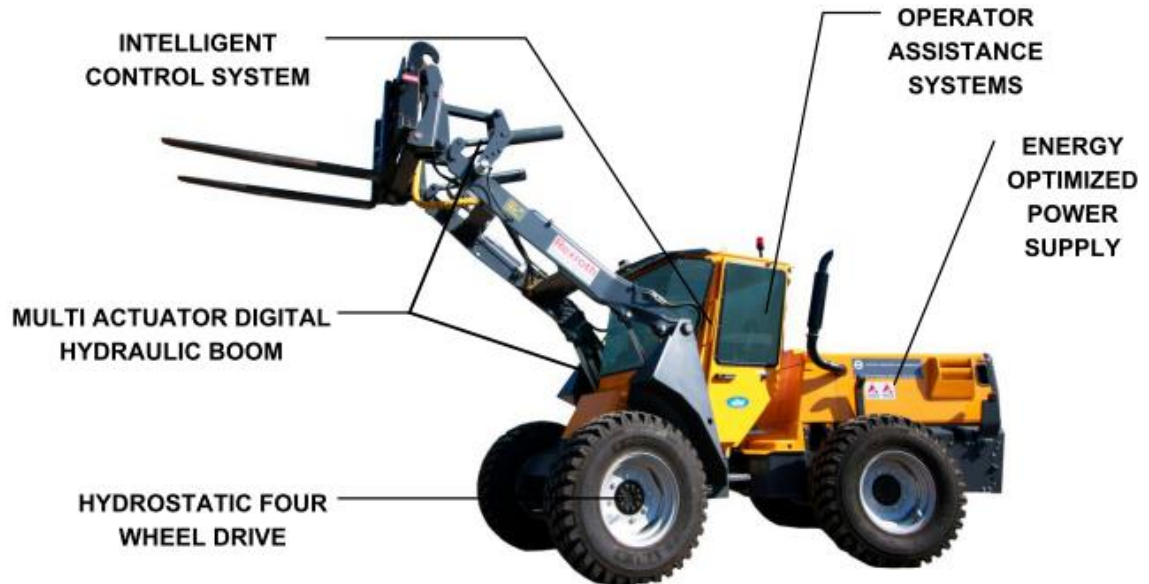
3.3 Järjestelmän mitoitus, ohjaus ja käyttö

Jotta PFMS voidaan mitoittaa, on tunnettava jokin hydraulijärjestelmä, jota palvelemaan PFMS halutaan liittää. Kun tämän hydraulijärjestelmän vaatimukset tunnetaan, voidaan aikaisemmin esitellyistä PFMS-vaihtoehtoista valita soveltuvin ja mitoittaa sen komponentit.

3.3.1 Työkoneen hydraulijärjestelmä

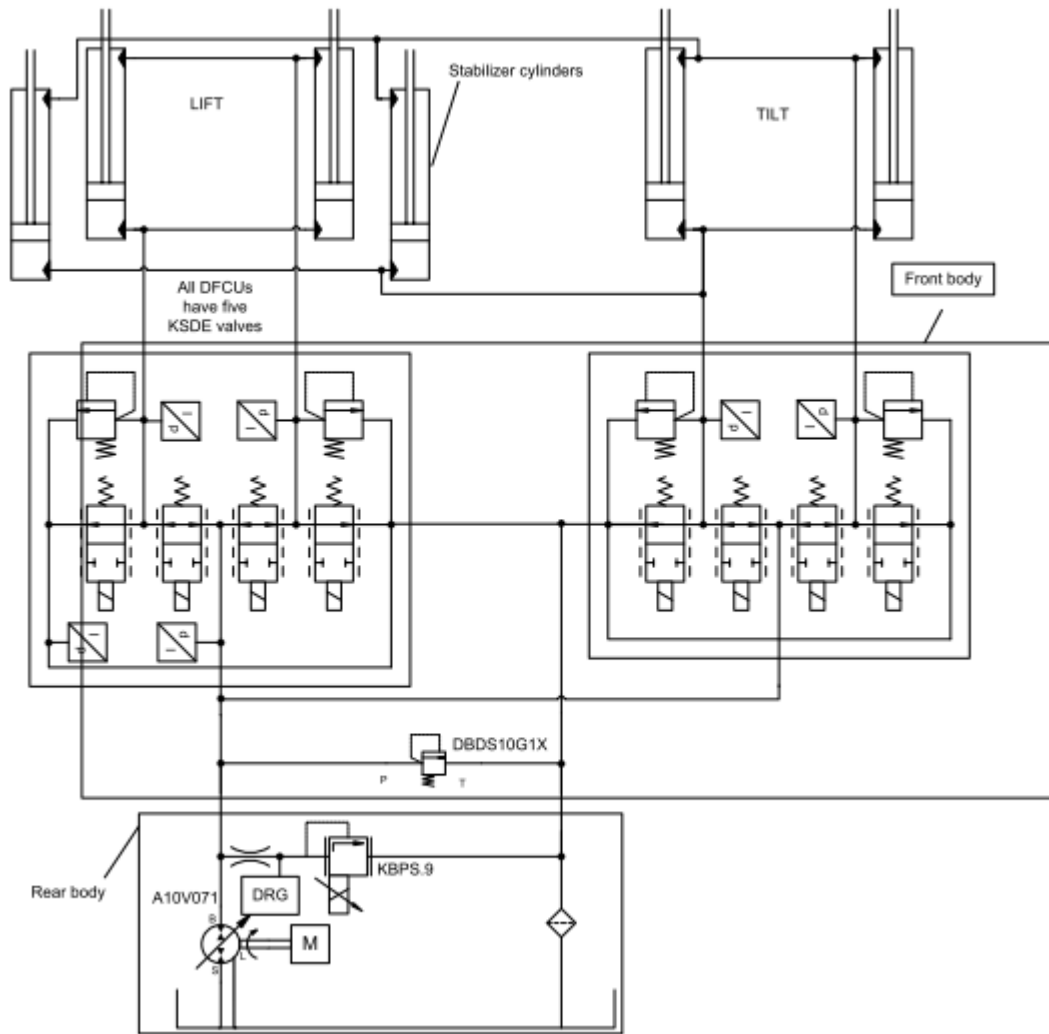
PFMS suunnitellaan osaksi TTY/IHA:n tutkimuskäyttöön rakennetun työkoneen, IHA-koneen (kuva 27) hydraulijärjestelmää. IHA-kone [39] on edistynyt korkean teknologi-

an nelivetoinen pyöräkuormaaja. Sitä voidaan käyttää tutkimusalustana täyden mittakaavan teholähde-, digitaalihydrauliikka-, työhydrauliikka- ja voimansiirto tutkimuksissa. Lisäksi IHA-kone soveltuu autonomisen kuorman käsittelyn ja -ajon testaukseen sekä kehitykseen.



Kuva 27. IHA-kone. [39]

PFMS suunnitellaan osaksi IHA-koneen puomin hydraulijärjestelmää, jonka kaavio nähdään kuvassa 28. Puomissa on kaksi hydraulisylintereillä toteutettua toimintoa: nosto (lift) ja kallistus (tilt). Puomia nostetaan hydraulisylintereillä pystysuunnassa (lift) ja puomin päässä olevaan haarukkaa kallistetaan hydraulisylintereillä (tilt). Lisäksi haarukan stabiloimiseksi järjestelmään on lisätty stabilaattorisylinterit (stabilizer cylinders), jotka pitävät haarukan halutussa kulmassa puomia nostettaessa.



Kuva 28. IHA-koneen puomin hydraulijärjestelmä.

Puomin sylintereitä ohjataan nelireunaohjauksella, joka molempien toimintojen tapauksessa koostuu neljästä DFCU:sta. Jokainen DFCU koostuu viidestä on/off-venttiilistä. Järjestelmän komponenttien tarkemmat tiedot on koottu taulukkoon 9.

Taulukko 9. IHA-koneen työhydraulijärjestelmän komponenttitietoja.

Komponentti	Ominaisuudet	Tuotekoodi
Pumppumoottori	71 cc	Bosch Rexroth A10VO71
Paineraja (järjestelmä)	21 MPa	Bosch Rexroth DBDS10G1X
Paineraja (sylinteri)	21 MPa	
Nostosylinteri (lift)	2x 80/45-640	
Kallistussylinteri (tilt)	2x 90/50-400	
Stabilisaattorisylinteri (stabilizer)	2x 90/50-280	
Säiliö	Nestetilavuus 75 l	

Järjestelmän pumppuna toimii elektrohydraulisesti ohjattu säätötilavuuspumppu yhdistettynä dieselmoottoriin. Pumppu on modifioitu siten, että se pystyy toimimaan myös moottorina.

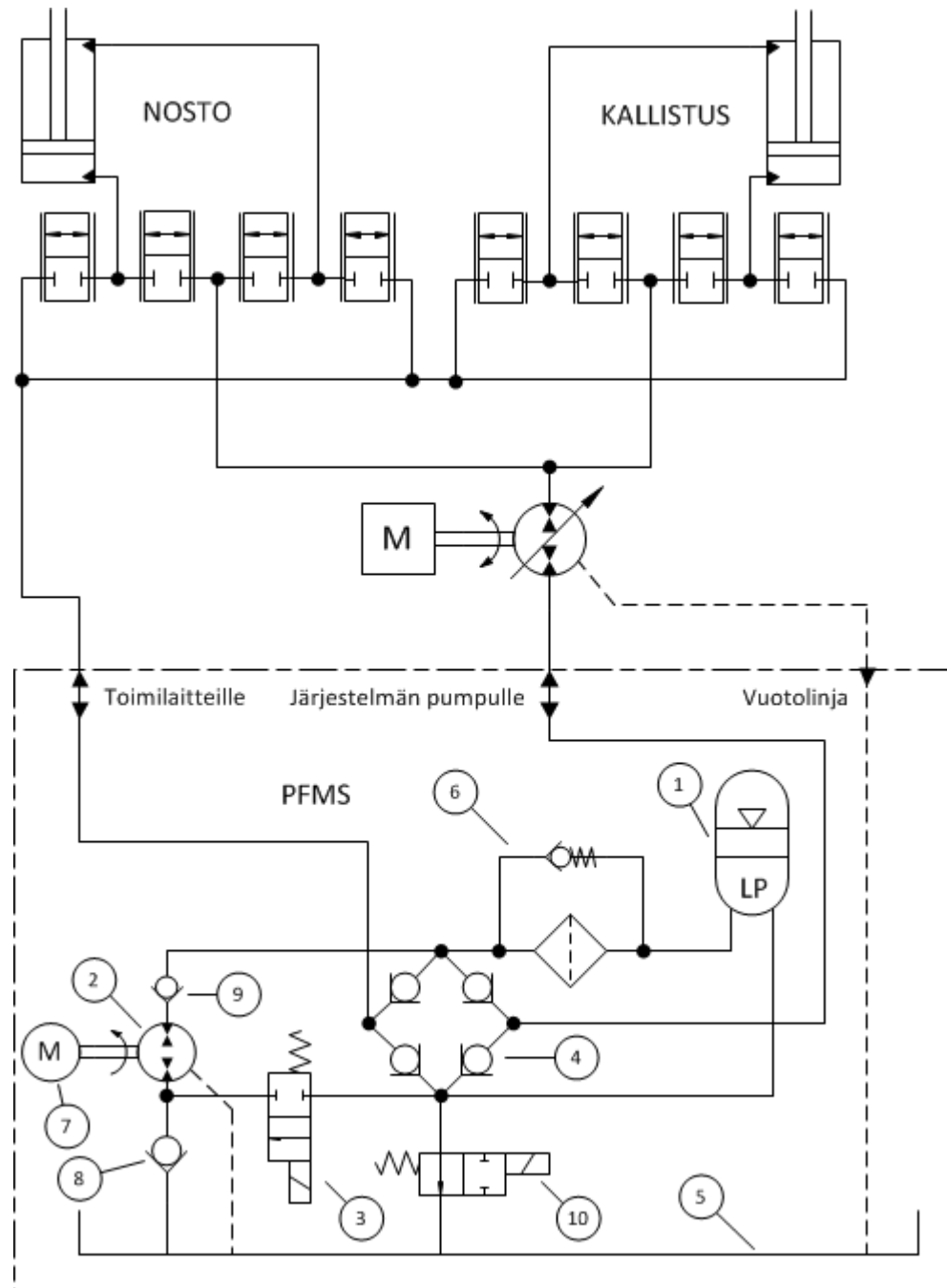
3.3.2 Mitoitus osaksi työkonteen hydraulijärjestelmää

IHA-kone vastaa normaalia työkonetta. Sen hydraulijärjestelmällä ei ole poikkeuksellisen suuria puhtausvaatimuksia. Koska kyseessä on mobilekone, halutaan sen hydraulijärjestelmästä mahdollisimman kompakti. PFMS:n ohjauksesta halutaan mieluummin yksinkertainen. Näiden syiden vuoksi valitaan mitoitettavaksi PFMS:ksi luvussa 3.2.1 esitelty yhden paineakun PFMS(A ja B).

Jotta IHA-koneen työhydrauliikkajärjestelmä vastaisi paremmin perinteistä puomin hydraulijärjestelmää, kytketään stabilaattorisylinterit pois käytöstä. Tällöin IHA-koneen työhydrauliikkajärjestelmä vastaa kytkennältään työn alussa käytettyä esimerkkijärjestelmää (esim. kuva 3) sillä erotuksella, että nyt molempiin toimilaitesylintereihin kohdistuu yleensä työntävä kuorma. Tällä tavalla tuloksia on helpompi verrata myös muihin kaksitoimilaitteisiin hydraulijärjestelmiin, jotka sisältävät LS-pumpun.

IHA-koneen hydraulijärjestelmän mallia yksinkertaistetaan hieman, jotta voidaan keskittyä paremmin työn ydinasiaan. IHA-koneen DFCU:t mallinnetaan simuloinnissa ideaalisina venttiileinä siten, että niillä oletetaan olevan ääretön resoluutio. Tällöin DFCU vastaa 2/2-proportionaaliventtiiliä, josta saadaan mikä tahansa avaus. Yksinkertaistus on paikallaan, koska työssä ei perehdytä tarkemmin DFCU:n moodinvalintalogiikkaan. Oletetaan, että tämä yksinkertaistus ei juuri vaikuta PFMS:n toimintaan.

Simuloinnissa ei käytetä pumppuna DHPMS:n mallia, vaan IHA-koneen tämänhetkisen LS-pumpun mallia. DHPMS on raskas simuloida ja sen moodinvalinta on DFCU:takin hankalampi toteuttaa. Kuvassa 29 nähdään tässä PFMS:n mitoituksessa käytettävän hydraulijärjestelmän kaavio. Kaikki seuraavassa mitoituksessa valittavat komponentit on koottu liitteeseen 2.



Kuva 29. IHA-koneen työhydrauliikkajärjestelmään liitetty PFMS(A).

Matalapaineakku

Aloitetaan mitoitus PFMS:n matalapaineakusta (kuva 29, komponentti 1). Paineakun mitoitusparametreja ovat siitä saatava nestetilavuus sekä minimi- ja maksimikäyttöpaine. PFMS:ssä halutaan käyttää nimenomaan mäntäpaineakkua, koska sen nestetilavuus on helppo mitata männän aseman perusteella.

Mikäli järjestelmästä palaava tilavuusvirta olisi aina lähes yhtä suuri kuin sinne menevä tilavuusvirta, riittäisi PFMS:ään pieni matalapaineakku. Kuitenkin differentiaalisylinterit aiheuttavat järjestelmän hydraulinestetilavuuteen muutoksia. Järjestelmästä

palaava tilavuusvirta voi poiketa suuresti järjestelmän pumpun syöttämästä tilavuusvirrasta. Paineistettua hydraulineistettä ei haluta turhaan laskea järjestelmän toiminnan aikana matalapainepuolelta säiliöön, koska tämä hukkaa energiaa ja huonontaa PFMS:n hyötysuhdetta. Toisaalta järjestelmän pumpun on aina saatava riittävästi hydraulineistettä. Matalapaineakusta saatava nestetilavuus muodostuukin järjestelmän muutostilavuudesta ja pumppujen vuodoista.

Järjestelmän muutostilavuus muodostuu IHA-koneessa differentiaalisylintereistä, komponenttien ja hydraulinesteen joustosta sekä lämpötilanvaihtelun aiheuttamasta tilavuudenmuutoksesta. Jousto otetaan huomioon simuloinnissa, mutta mitoituksessa sen aiheuttamat tilavuudenmuutokset oletetaan merkityksettömiksi. Myös lämpötilanvaihtelun aiheuttama tilavuudenmuutos oletetaan merkityksettömäksi eikä sitä oteta huomioon simuloinnissa.

Järjestelmässä on kaksi nosto- ja kallistussylinteriä, joiden mitat on esitetty taulukossa 9. Niiden koko muutostilavuus otetaan huomioon mitoituksessa, vaikka IHA-koneen puomin mekaniikka rajoittaa sylinterien iskupituutta jonkin verran. Sylinterien yhdistetyksi nestetilavuuden muutokseksi saadaan noin 3,6 litraa, kun sylinterit ajetaan päädyistä päätyyn.

Kun matalapainepuoli on paineistettu, vuotaa järjestelmänpumpun kautta hydraulineistettä säiliöön. Lisäksi apupumppu vuotaa hydraulineistettä ollessaan toiminnassa. Säiliöön vuotanut hydraulineeste on pumpattava takaisin matalapainepuolelle, jotta PFMS ei tyhjene hydraulinesteestä. Tuotespesifikaatiosta [40] nähdään, että järjestelmän pumpun vuotovirtaus järjestelmän maksimikäyttöpaineella (21 MPa) on noin 8 l/min. Apupumpun vuoto oletetaan pieneksi, koska sen käyttöpaineekin on matala. Tällä perusteella arvioidaan, että 1,5 litran paineakun lisätilavuus on riittävä kompensoimaan molempien pumppujen sisäiset vuodot ja, että sillä saadaan riittävän pitkä käynnistysväli apupumpulle.

Lisäksi järjestelmässä syntyy aina hieman vuotoa järjestelmän ulkopuolelle, esimerkiksi sylinterien tiivistimien välistä. Mikäli matalapainejärjestelmän nestemäärää säädellään säiliön pinnankorkeuden perusteella, vähenee neste matalapaineakusta, kun järjestelmän ulkopuolelle tapahtuu vuotoa. Mitoitetaan tätä varten 0,4 litran paineakun lisätilavuus. Laskemalla em. tilavuudet yhteen saadaan paineakusta halutuksi muutostilavuudeksi $\Delta V_{acc} = 5,5$ l.

Paineakun on pystyttävä toimittamaan tilavuusvirtaa sylintereille ja järjestelmän pumpulle myös alimmalla käyttöpaineella $p_{acc,2}$ [Pa]. Arvioidaan, että 0,6 MPa absoluuttista painetta on riittävä alimmaksi käyttöpaineeksi. Paineakku ei saa käytön aikana täysin tyhjentyä nesteestä, joten valitaan esitäyttöpaine $p_{acc,1}$ [Pa] 10 % alinta käyttöpainetta pienemmäksi. Siten $p_{acc,1} = 0,54$ MPa.

Mitä tasaisempi paine paineakulta halutaan sitä suuremmaksi muodostuu sen kaasutilavuus. Paineakun suurimman käyttöpaineen $p_{acc,3}$ [Pa] rajoittaa viime kädessä järjestelmän pumpun imupuolen paineenkesto, mutta muutokset matalapainepuolen paineessa todennäköisesti vaikuttavat myös muun järjestelmän toimintaan. Sopivaksi suurimmaksi käyttöpaineeksi arvioidaan 2,1 MPa.

Ideaalikaasulle pätee kaava (6) [14, s. 162]

$$p_g V_g^\kappa = \text{vakio} \quad (6)$$

jossa p_g [Pa] on kaasutilavuuden paine, V_g kaasun tilavuus ja κ [-] prosessin polytrooppivakio. Kaavan (6) perusteella paineakulle saadaan kaava (7) [14, s. 162]

$$p_{\text{acc}_1} V_{\text{acc}_1}^\kappa = p_{\text{acc}_2} V_{\text{acc}_2}^\kappa = p_{\text{acc}_3} V_{\text{acc}_3}^\kappa \quad (7)$$

jossa V_{acc_1} [m³] on paineakun esitäyttöpainetta vastaava kaasutilavuus, V_{acc_2} [m³] minimikäyttöpainetta vastaava kaasutilavuus ja V_{acc_3} [m³] maksimikäyttöpainetta vastaava kaasutilavuus. Hydraulijärjestelmän toimiessa paineakun paine vaihtelee arvojen p_{acc_2} ja p_{acc_3} välillä. Näitä paineita vastaavat kaasutilavuudet ovat V_{acc_2} ja V_{acc_3} , jolloin akusta käytön aikana saatavaksi nestetilavuudeksi ΔV_{acc} saadaan [14, s. 161]

$$\Delta V_{\text{acc}} = V_{\text{acc}_2} - V_{\text{acc}_3} \quad (8)$$

Kaavasta (7) ratkaistaan $V_{\text{acc}_2} = V_{\text{acc}_1} (p_{\text{acc}_1}/p_{\text{acc}_2})^{\frac{1}{\kappa}}$ ja $V_{\text{acc}_3} = V_{\text{acc}_1} (p_{\text{acc}_1}/p_{\text{acc}_3})^{\frac{1}{\kappa}}$. Nämä sijoitetaan kaavaan (8) jolloin paineakusta saatavalle nestetilavuudelle ΔV_{acc} saadaan

$$\Delta V_{\text{acc}} = V_{\text{acc}_1} \left[\left(\frac{p_{\text{acc}_1}}{p_{\text{acc}_2}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_{\text{acc}_1}}{p_{\text{acc}_3}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \quad (9)$$

Kaasun tilavuudenmuutosten arvioidaan olevan suhteellisen hitaita joten arvioidaan, että prosessi on lähempänä isotermistä kuin adiabaattista. Polytrooppivakioksi arvioidaan 1,25. Edellä mainituilla arvoilla lasketaan kaavalla (9) esitäyttöpainetta vastaavaksi paineakun kaasutilavuudeksi 9,45 litraa.

Erään valmistajan mäntäpaineakkujen tuotespesifikaatio löytyy lähteestä [41]. Valitaan kaasutilavuudeltaan V_{acc_1} [m³] 10 litran paineakku, jonka tuotespesifikaation ilmoittama miniminestetilavuus käytön aikana on 0,5 litraa. Tällä miniminestetilavuudella saadaan minimikäyttöpainetta p_{acc_2} vastaavaksi kaasutilavuudeksi 9,5 litraa, joka on nyt kaasutilavuus V_{acc_2} . Kaavalla (7) lasketaan paineakun esitäyttöpaineeksi 0,576 MPa, joka on paine p_{acc_1} .

Käyttämällä valitun paineakun arvoja ja sijoittamalla ne kaavaan (9) saadaan valitusta paineakusta käytön aikana saatavaksi nestetilavuudeksi 6,12 litraa. Tämä on riittävän lähellä mitoitusta, joten paineakku valittu todetaan sopivaksi.

Apupumppu

Seuraavaksi mitoitetaan PFMS:n apupumppu ja sitä pyörittävä sähkömoottori (kuva 29, komponentit 2 ja 7 vastaavasti). Aikaisemmin mitoitettiin matalapaineakun suurimmaksi käyttöpaineksi 2,1 MPa, joten tämä riittäisi myös apupumpun korkeimmaksi paineentuotoksi. Koska kyseessä on kuitenkin kokeellinen järjestelmä, kannattaa apupumpun paineentuotto mitoitaa hieman suuremmaksi. Arvioidaan, että 5 MPa on riittä-

vä apupumpun suurimmaksi paineentuotoksi. Lisäksi on huomioitava, että apupumpun on kestävä matalapainepuolen maksimipaine myös imupuolellaan. Tämä rajaa käytettävissä olevien komponenttien valikoimaa.

Apupumpun pitää olla halpa, joten ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu on yksi vaihtoehto. Toisaalta säiliössä voi olla paljon epäpuhtauksia, koska apupumppua voidaan käyttää esimerkiksi suodattamaan säiliöön lisätty uusi hydraulineeste ennen muun järjestelmän käynnistystä. Apupumpun on siten hyvä sietää epäpuhtauksia, joten ruuvipumppu täyttää tämän vaatimuksen.

Selattaessa eri valmistajien luetteloita löydettiin muuten sopiva ruuvipumppu [42], mutta se ei kestä vaadittua imupuolen painetta. Toki sopiva rakenneratkaisu saattaisi olla mahdollinen toteuttaa, mutta tämä synnyttää lisäkustannuksia. Toiselta valmistajalta löydettiin kaksisuuntainen ulkoryntöinen hammaspyöräpumppumoottori [43]. Tämä komponentti on varustettu erillisellä vuotoliitännällä ja kestää myös vaaditun imupuolen paineen. Sen paineentuotto on 21 MPa, eli paljon yli vaaditun tason.

Apupumpun tilavuusvirrantuotto on oltava vähintään niin suuri, että se pystyy pumppaamaan kaiken järjestelmästä säiliöön vuotaneen nesteen takaisin matalapainejärjestelmään kaikissa käyttötilanteissa. Muuten on mahdollista, että matalapainepuolelta loppuu neste ja järjestelmä kavitoi. Säiliöön vuotaa hydraulinestettä pääasiassa järjestelmän pumpusta, jonka vuototilavuusvirraksi valmistaja ilmoitti 8 l/min järjestelmän maksimipaineella. Lisäksi apupumppu itse vuotaa hydraulinestettä säiliöön.

Pienin luettelosta [43] saatavilla oleva pumppumoottori on kierrostilavuudeltaan $V_{apu} = 8 \text{ cm}^3$. Valitaan sähkömoottorin pyörimisnopeudeksi $n_{sm} = 1500 \text{ k/min}$. Valmistaja ei ilmoita pumppumoottorille volumetrasta hyötysuhdetta η_{vol_apu} , mutta oletetaan sen olevan alle 5 MPa paineella 0,98. Tällöin pumppumoottorin tilavuusvirrantuotto voidaan laskea kaavalla (10) [14, s. 94]

$$Q_{apu} = V_{apu} \cdot n_{sm} \cdot \eta_{vol_apu} \quad (10)$$

Apupumpun tuotoksi Q_{apu} saadaan 11,8 L/min. Kun oletetaan, että apupumpun volumetrinen hyötysuhde täydellä tuotolla 5 MPa paineella on 0,98, saadaan sitä vastaavaksi vuotovirtaukseksi 0,24 l/min. Oletetaan, että apupumppu vuotaa tämän koteloonsa ja, että vuoto pienenee lineaarisesti käyttöpaineen laskiessa ollen 0 l/min, kun käyttöpaine on normaali-ilmanpaine.

Sähkömoottori

Nähdään, että apupumppu pystyy helposti pumppaamaan oman vuotonsa ja järjestelmän pumpun vuodon matalapainejärjestelmään kaikissa käyttötilanteissa. Mitoitetaan vielä apupumpun sähkömoottori, kun oletetaan, että apupumpun mekaaninen hyötysuhde η_{mek_apu} on 0,95, ja maksimipaineentuotoksi p_{apu} oletetaan 5 MPa. Apupumpun vaatima teho lasketaan kaavalla (11) [14, s. 98]

$$P_{apu} = \frac{Q_{apu} \cdot P_{apu}}{\eta_{vol_apu} \cdot \eta_{mek_apu}} \quad (11)$$

Apupumpun vaatimaksi tehoksi P_{apu} saadaan siten 1,05 kW. Kun sähkömoottorille oletetaan 10 % tehoreservi, saadaan sen minimi tehoksi 1,16 kW. Pitää muistaa, että tämä teho on mitoitettu 5 MPa paineentuotolla, joten normaalissa PFMS:n käyttötilanteessa apupumppu vaatii alle puolet tästä tehosta. Sähkömoottorilta ja apupumpulta edellytetään lisäksi, että ne voidaan käynnistää PFMS:n vaatimissa sykleissä.

On/off-venttiilit

Seuraavaksi mitoitetaan PFMS:n on/off-venttiilit (kuva 29, komponentit 3 ja 10). Venttiilien liikenopeuden ei tarvitse olla erityisen suuri eikä niille tule erityisen paljon kytkentöjä käytön aikana. Voidaan käyttää normaaleja, suoraan luettelosta löytyviä venttiilejä. Apupumpun imulinjaa ohjaavan on/off-venttiilin (kuva 29, komponentti 3) yli oleva paine-ero vaikuttaa suoraan järjestelmän hyötysuhteeseen, joten se on mitoitettava riittävän suureksi. Koska käyttöpaine on matala, ei pieni vuoto häiritse venttiilissä. Valitaan siis venttiilityypiksi suoraan ohjattu 2/2-luistiventtiili. Luettelosta [44] löytyy sopiva venttiili. Sen yli oleva paine-ero apupumpun maksimituotolla (11,8 l/min) on noin 0,1 MPa, mikä tekee venttiilissä syntyvästä häviötehosta pienen. Vuodoksi ilmoitetaan korkeintaan 0,15 l/min 25 MPa paine-erolla, joten PFMS:n painetasolla vuoto on tässä toteutuksessa käytännössä merkityksetön.

Matalapaineakun tyhjentämiseen käytettävä on/off-venttiili (kuva 29, komponentti 10) tulee mitoittaa riittävän pieneksi, jotta matalapaineakku ei tyhjene liian nopeasti säiliöön. Valitaan tähän vastaava, mutta yhtä kokoa pienempi 2/2-luistiventtiili katalogista [45]. Lisäksi venttiiliin kannattaa lisätä vaihdettava kuristin sopivan tyhjentymisnopeuden hakemiseksi.

Vastaventtiilit

PFMS sisältää neljä vastaventtiiliä tasasuuntaajassaan (kuva 29, komponentti 4). Lisäksi apupumpun imu- ja painelinjassa on vastaventtiilit. Aloitetaan mitoittamalla tasasuuntaajan vastaventtiilit. Sylinterien pinta-alasuhteita perusteella tasasuuntaajan läpi kulkee suurin tilavuusvirta, kun järjestelmän pumppu liikuttaa kallistussylinteriä sisään maksimituotollaan (107 L/min). Tällöin sylinteristä poistuva tilavuusvirta on 345 l/min. Kun sylinteristä matalapainelinjaan tuleva tilavuusvirta ja apupumpun tuotto lasketaan yhteen, saadaan tilavuusvirraksi noin 357 l/min. Näin suuret tilavuusvirrat toimilaitteilta PFMS:lle tulevassa linjassa voidaan kuitenkin olettaa varsin hetkellisiksi. Valitaan kuitenkin katalogista [46] vastaventtiili kokoa 25, jonka maksimitilavuusvirranläpäisy on 550 l/min ja läpäisee 350 l/min 0,40 MPa paine-erolla. Avautumispaineeksi valitaan matala 20 kPa.

Apupumpun imulinjassa ei saa syntyä suuria painehäviöitä, joten siihen asennettava vastaventtiili (kuva 29, komponentti 8) on mitoitettava riittävän suureksi. Imulinjaan valitaan tämän vuoksi sama vastaventtiili, jota käytetään tasasuuntaajassa, mutta ilman

kuormittavaa joustaa. Apupumpun painepuolen vastaventtiiliksi (kuva 29, komponentti 9) valitaan katalogista [46] halvempi koon 12 vastaventtiili, jonka yli oleva paine-ero on apupumpun tuotolla hyvin pieni.

Säiliö

Säiliöön (kuva 29, komponentti 5) on mahdollista matalapaineakun suurin nestetilavuus. Koska säiliötä ei voida pumpata täysin tyhjäksi, pitää myös sinne mitoittaa pieni nestetilavuusreservi. Oletetaan, että kahden litran lisättilavuus on riittävä. Koska matalapaineakun suurin nestetilavuus on kuusi litraa, mitoitetaan säiliön nestetilavuudeksi kahdeksan litraa ja kokonaistilavuudeksi kymmenen litraa.

Suodattimet

Suodattimen (kuva 29, komponentti 6) läpi voi kulkea suurimmillaan sama tilavuusvirta kuin tasasuuntaajan vastaventtiilien läpi eli noin 360 l/min. Lisäksi suodattimen rungon on kestävä matalapainejärjestelmän 5 MPa paine. Luettelosta [47] löydetään inline-tyyppisiä suodattimia, joiden paineenkesto on 10 MPa. Valitaan läpäisyltään 240 l/min suodatin 5 µm suodatustarkkuudella. Suodattimen rinnalle kytketään jousikuormitettu vastaventtiili, jonka avautumispaineeksi asetetaan 0,25 MPa.

Mitoitetaan samalla PFMS(B):n rakenteen mukainen suodatin simulointia varten. Suodatin on vaatimuksiltaan muuten sama kuin PFMS(A)N tapauksessa, mutta sen läpäisemä tilavuusvirta on vain apupumpun tuoton suuruinen, eli noin 12 l/min. Tähän riittää pienin luettelosta [47] saatavilla oleva suodatin, jonka tilavuusvirran läpäisy on 30 l/min.

Muut komponentit

Jäähdytintä ei mitoiteta, koska siltä vaadittu jäähdytysteho selviää paremmin simulointien perusteella. Silti sen tilavuusvirranläpäisyn tulee olla sama kuin PFMS:n suodattimienkin. Letkut, putket ja PFMS:n muut virtauskanavat pitää mitoittaa valmistettavaan järjestelmään, mutta tässä työssä ja simuloinnissa em. osien ominaisuudet arvioidaan tai jätetään huomioimatta. Kaikki tässä mitoituksessa valitut komponentit on tietoineen koottu liitteeseen 2. Liitteessä 2 on myös osien numerointia ja mitoitusta vastaavan PFMS:n kaavio.

3.3.3 Mitoitus yleisessä tapauksessa

PFMS:ää mitoitettaessa matalapaineakun mitoituksessa on eniten huomioon otettavia asioita. Matalapaineakun kokonaisnestetilavuus muodostuu PFMS:iin kytketyn järjestelmän kokonaismuutostilavuudesta (huomioon otettava ainakin paineakut ja differentiaalisyinterit), valmistajan ilmoittamasta miniminestemäärästä, järjestelmälle mitoitettu vuotovarasta ja vuotovirtauksien pumppaus syklin aiheuttamasta tilavuusvaihtelusta. Kokonaiskaasutilavuus mitoitetaan selvittämällä matalapainejärjestelmän paineelle sallittu vaihteluväli. Minimipaineen on riitettävä syöttämään nestettä toimilaitteille ja jär-

jestelmän pumpulle kaikissa käyttötilanteissa. Maksimipaine taas ei saa ylittää yhdenkään järjestelmän komponentin maksimipaineenkestoa.

Apupumpun pitää pystyä pumppaamaan koko säiliöön tuleva vuototilavuusvirta kaikissa käyttötilanteissa. Tyypillisiä vuotavia järjestelmäkomponentteja ovat hydraulipumput ja -moottorit. Maksimi vuototilavuusvirta saavutetaan yleensä maksimikäyttöpaineella. Lisäksi on huomioitava apupumpun oma vuoto. Apupumpulta vaadittu paine muodostuu matalapainejärjestelmän maksimipaineesta ja suodattimien yli olevasta paine-erosta, kun suodattimien läpi kulkee maksimitilavuusvirta. Apupumppua pyörittävä sähkömoottori mitoitetään siten, että sen tuottamalla teholla apupumppu pystyy tuottamaan tarvittavan tilavuusvirran vaaditulla paineella. Sekä apupumpun että sitä pyörittävän sähkömoottorin tapauksessa on otettava huomioon tiheä käynnistys sykli. Kaikki säiliöön vuotanut neste on pumpattava verrattain lyhyin väliajoin säiliöstä takaisin matalapainejärjestelmään. Toisaalta apupumppua ei ole pakko sammuttaa, vaan se voidaan ohjata myös suorittamaan huoltokiertoa.

Tasasuuntaajan vastaventtiilien painehäviö tuottaa tehohäviötä varsinkin suurilla tilavuusvirroilla. Suurin tasasuuntaajan läpi kulkeva tilavuusvirta muodostuu toimilaitteilta tulevasta suurimmasta tilavuusvirrasta ja apupumpun tuottamasta tilavuusvirrasta. Painehäviö tällä tilavuusvirralla ei saa tuottaa suurta häviötehoa.

Apupumpun imulinjan vastaventtiili on mitoittettava tarpeeksi suureksi, jotta apupumppu ei kavitoi. Hammaspyöräpumpun tapauksessa tämän venttiiliin tuottaman painehäviön on hyvä olla alle 10 kPa apupumpun maksimituotolla. Apupumpun painelinjan vastaventtiili mitoitetään siten, että häviöteho ei muodostu liian suureksi.

Säiliöön on mahdollista matalapaineakun suurin nestetilavuus. Koska säiliötä ei voida pumpata täysin tyhjäksi, on sinne mitoittettava myös sopiva lisätilavuus. Lisäksi säiliössä pitää olla sopiva ilmatilavuus, joka on noin 10 – 20 % säiliön nestetilavuudesta. [12, s. 4] Säiliö on suositeltavaa varustaa myös hyvälaatuisella huohottimen suodattimella.

Apupumpun imupuolta ohjaava on/off-venttiili on mitoittettava riittävän suureksi. Se ei saa muodostaa liian suurta hukatehoa apupumpun tilavuusvirtatuotolla. Matalapaineakun tyhjentämiseen käytettävä on/off-venttiili on järjestelmän toiminnan aikana normaalisti kiinni, joten se ei muodosta häviötehoa kuin mahdollisten vuotojensa ja pitovirtansa kautta. Tyhjennys on kuitenkin tapahduttava hallitusti, joten tämä venttiili kannattaa mitoittaa riittävän pieneksi ja lisätä venttiiliin vaihdettava kuristin. Apupumpun imupuolta ohjaavan on/off-venttiilin on hyvä olla tyypiltään normaalisti suljettu. Tässä tapauksessa se kuluttaa vähemmän sähkötehoa ja sähkövian tapauksessa venttiili tuottaa pienemmän haitan ollessaan kiinni. Matalapaineakun tyhjentämiseen käytettävä on/off-venttiili pitää olla tyypiltään normaalisti auki oleva, jotta matalapaineakku tyhjentyy säiliöön, kun PFMS:stä katkaistaan sähköt.

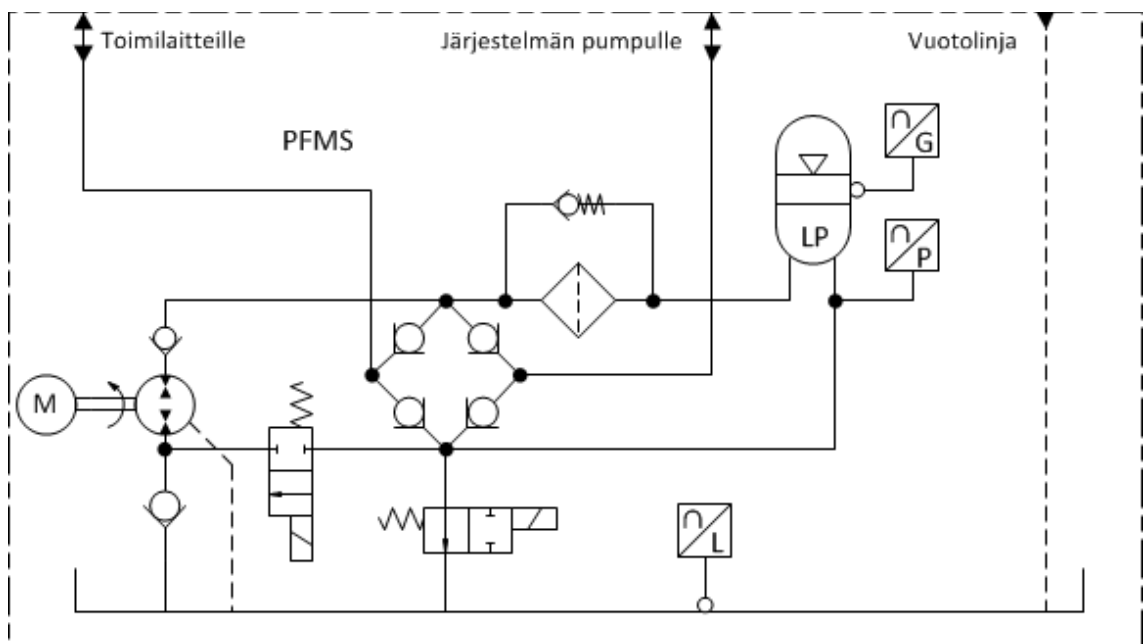
Suodattimelle tuleva suurin mahdollinen tilavuusvirta vastaa tasasuuntaajan vastaventtiilien läpi kulkevaa suurinta mahdollista tilavuusvirtaa. Mikäli suurimmat tilavuusvirrat ovat hyvin hetkittäisiä, voidaan suodattimen rinnalle kytkeä jousikuormitettu vastaventtiili. Venttiili säädetään siten, että suurien tilavuusvirtojen tapauksessa se päästää

osan tilavuusvirrasta suodattimen ohi. Tämä toki heikentää järjestelmän puhtaustasoa, mikäli ohivirtausta tapahtuu paljon.

3.3.4 Ohjaus

Luvussa 3.3.2 mitoitetussa PFMS:ssä ohjataan kahta on/off-venttiiliä ja apupumpun sähkömoottoria. Järjestelmän toiminnan aikana apupumpun tehtävänä on pitää matalapainejärjestelmässä riittävä määrä nestettä pumpaamalla järjestelmästä vuotanutta nestettä takaisin matalapainejärjestelmään. Mikäli koko järjestelmän nestemäärä oletetaan lähes vakioksi, voidaan apupumpun pumpausta ohjata pelkästään säiliön nestemäärän perusteella. Luvun 3.3.2 säiliön ja matalapaineakun mitoituksen perusteella apupumpun ohjaus toteutetaan siten, että aina mikäli säiliössä on yli kolme litraa nestettä, ohjataan apupumppu pumpaamaan nestettä säiliöstä niin kauan kunnes säiliössä on nestettä enää kaksi litraa.

Säiliön nestemäärä pystytään selvittämään mittaamalla säiliön nestepinnankorkeus. Mikäli järjestelmään tulee vuoto voi matalapainejärjestelmästä loppua neste/paine, koska säiliön pinnankorkeus ei suoraan kerro matalapainejärjestelmän nestemäärää. Tämän estämiseksi säiliön pinnankorkeuden lisäksi pitää mitata joko matalapainejärjestelmän painetta tai matalapaineakun männän asemaa. Matalapainejärjestelmän painemittauksen perusteella voidaan laskea matalapaineakun nestetilavuus. Männän aseman perusteella voidaan laskea matalapaineakun nestepuolen tilavuus. Varminta on tietenkin mitata molempia, mutta painemittaus on monikäyttöisempi. Painemittausta voidaan käyttää esimerkiksi varoittamaan matalapainejärjestelmän liian korkeasta paineesta. Kuvassa 30 näkyy anturien sijoittelu.



Kuva 30. PFMS(A), johon on lisätty säiliönpinnantasonmittaus sekä paineakun männän aseman- ja nesteenpaineen mittaus.

Apupumppua voidaan käyttää nesteen suodatuskierron tehostamiseen, kun järjestelmässä on riittävästi nestettä. Tämä tapahtuu avaamalla apupumpun imupuolen valitseva on/off-venttiili. Jos nesteen suodatusta ei tarvitse tehostaa voidaan apupumppu tässä tapauksessa myös sammuttaa. Tällöin sitä ohjaava sähkömoottori sammutetaan ja apupumpun imupuolen valitseva on/off-venttiili suljetaan, jotta matalapainepuolen neste ei vuoda apupumpun läpi säiliöön.

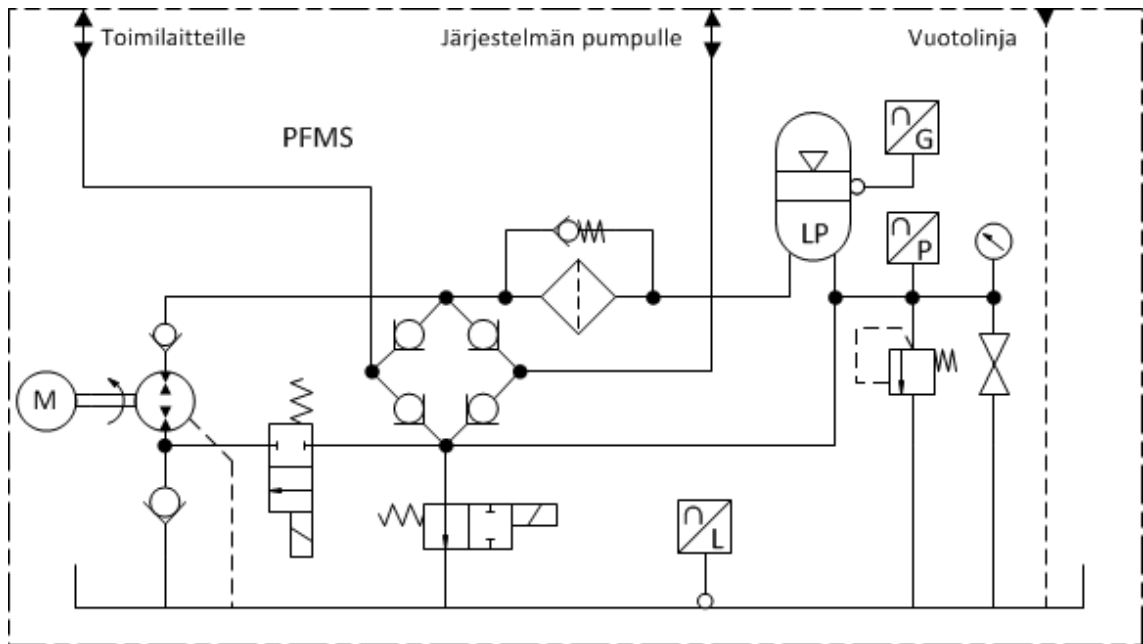
Matalapaineakun tyhjentämiseen käytettävä on/off-venttiili on järjestelmän käytön aikana normaalikäyttötilanteissa aina suljettu. Se voidaan pitää auki ennen muun järjestelmän käynnistystä, jolloin apupumpulla pystytään kierrättämään nestettä suodattimen ja lämpötilan säätöyksikön läpi.

3.3.5 Käyttö, huolto ja turvallisuusnäkökohdat

PFMS:n ja siihen liitetyn hydraulijärjestelmän käyttöönotossa pitää ottaa huomioon, että niiden yhteenlaskettu maksiminestetilavuus voi olla huomattavasti suurempi kuin PFMS:n säiliön hydraulinestetilavuus. Järjestelmä pitää mahdollisesti huuhdella, täyttää ja ilmata käyttäen apuna suurempaa säiliötä.

Ennen PFMS:ään liitetyn järjestelmän käynnistystä pitää käynnistää PFMS ja odottaa matalapainepuolen paineistusta. Apupumpulla pitää pumpata neste säiliöstä matalapainepuolelle. Tähän kuluva aika riippuu matalapaineakun maksiminestemäärästä ja muun järjestelmän tilasta. Mitoitetun PFMS(A):n paineistukseen kuluu korkeintaan puoli minuuttia mikäli PFMS(A):han liitetyn järjestelmän molemmat sylinterit on ajettu miinusasentoon. Muussa tapauksessa matalapainepuolelle pumpattavaa nestettä on vähemmän ja paineistus tapahtuu hieman nopeammin.

Apupumppua ohjaava on/off-venttiili vikaantuu sähkövian tapauksessa tyypillisesti kiinni-asentoon. Tämän vian sattuessa nesteen riittävyys matalapainejärjestelmässä voidaan edelleen varmistaa käyttämällä apupumppua jatkuvasti. Tällöin ylimääräinen neste palautuu takaisin säiliöön kuvaan 31 piirretyn paineenrajoitusventtiilin kautta. Kuvassa 31 on PFMS(A), johon on lisätty paineraja, sulkuventtiili ja painemittari matalapaineakun yhteyteen. Standardi [19, s. 10-11] esittää, että paineakku varustetaan kaikilla em. turvallisuuskomponenteilla.



Kuva 31. PFMS(A) varustettuna paineakun turvakomponenteilla.

PFMS:n sammutuksen yhteydessä matalapaineakku purkautuu automaattisesti säiliöön, koska virran katketessa on/off-venttiili menee auki-asentoon. Tämä tekee PFMS:stä turvallisen sammutuksen jälkeen, koska siihen ei jää varastoitunutta energiaa. Huollon turvallisuuden varmistamiseksi on matalapaineakun poistolinjaan hyvä lisätä myös käsikäyttöinen sulkuventtiili ja manuaalinen painemittari. PFMS:n sammutuksen jälkeen se on normaalisti turvallinen myös huoltaa, koska paineistus on purettu, mutta vian sattuessa viimeistään sulkuventtiilin avaaminen tyhjentää matalapaineakun ja purkaa matalapainejärjestelmän paineen.

Käytönaikaisen turvallisuuden varmistamiseksi pitää matalapaineakulta lähtevään linjaan lisätä paineenrajoitusventtiili. Koska matalapainejärjestelmään tulevat tilavuusvirrat voivat olla hyvin suuria, voidaan paineakku varustaa myös murtolevyllä. Tämä pienentää kustannuksia, koska tällöin painerajoitusventtiili voidaan mitoittaa pienemmäksi. Tässä järjestelmässä paineenrajoitusventtiilin avautuminen on joka tapauksessa seurausta jostakin vikatilasta.

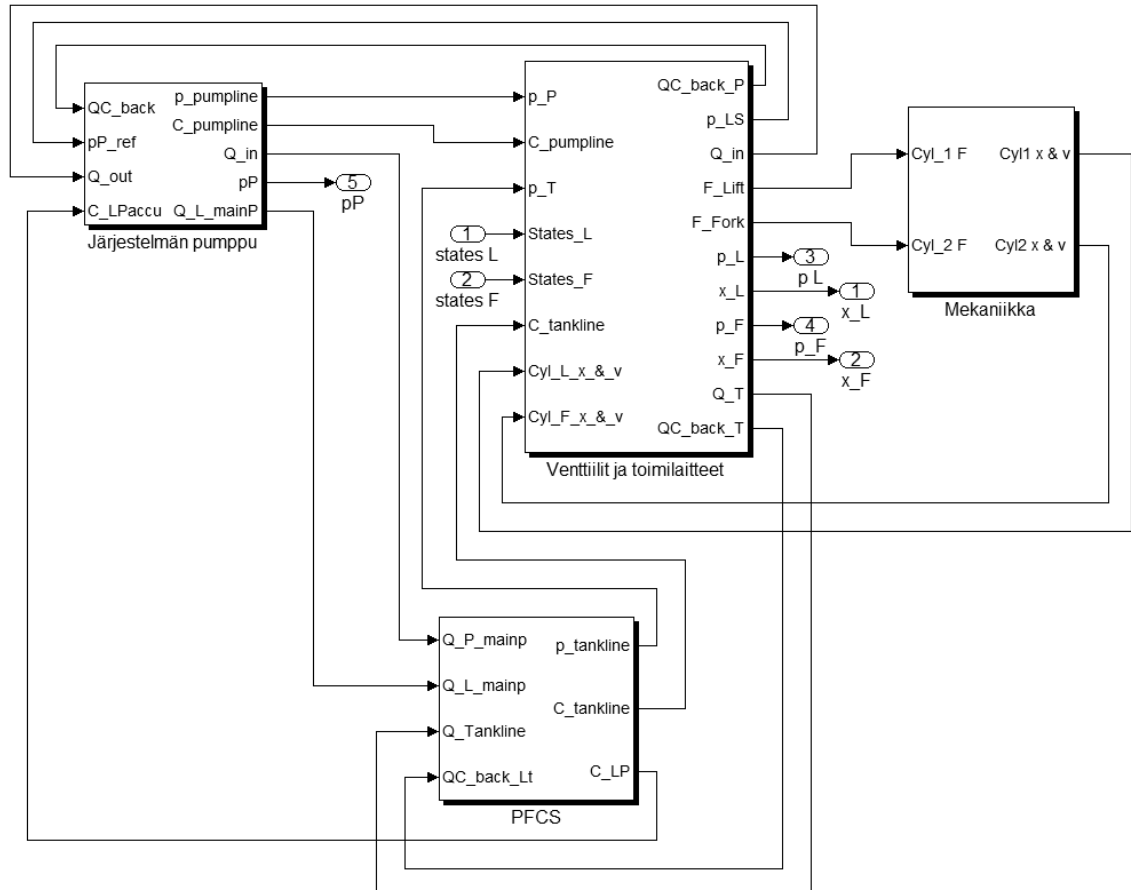
4 JÄRJESTELMIEN TOIMINNAN SIMULOINTI

Tässä luvussa simuloidaan IHA-koneen puomijärjestelmän toiminta sekä luvussa 3.3 mitoitettu PFMS(A ja B) liitettynä osaksi tätä järjestelmää. Simuloinnin tarkoitus on varmistaa suunnitellun PFMS:n hydraulinen toiminta. Lisäksi simuloimalla verrataan PFMS:llä varustettua puomijärjestelmää perinteiseen toteutukseen energiankulutuksen ja puhtaustason kannalta. Jokaisessa simulointimallissa käytetään soveltuvien osien samoja komponentteja siten, että simulointitulokset ovat vertailukelpoisia. Lopuksi simulointituloksista esitetään yhteenveto.

4.1 Simulointimallit

Tässä luvussa käydään läpi simulointimallit sekä niissä käytetyt ohjaussignaalit. Liitteet 3 - 6 sisältävät simulointimallien periaatekuvat. Simuloinnit suoritettiin *MATLAB Simulink* ohjelmistolla ja lisäksi mekaniikka mallinnettaessa käytettiin *MATLAB SimMechanics* lisäosaa.

Kuvassa 32 nähdään *Simulink*-mallin toiseksi ylin näkymä, joka sisältää hydraulii- ja mekaniikkalohkot. Lisäksi *Simulink*-mallista löytyy ohjausjärjestelmä. Vasemmanpuoleinen lohko sisältää järjestelmän pumpun ja painelinjan mallin. Keskimmäinen lohko sisältää toimilaitteiden ja niitä ohjaavien venttiilien mallit. Alin lohko sisältää PFMS:än mallin. IHA-koneen perinteistä säiliöjärjestelmää kuvaavassa mallissa alin lohko sisältää pelkästään säiliön ja suodattimen mallit. Oikeanpuoleinen lohko sisältää puomimekanismin mallin.



Kuva 32. Simulink-mallin näkymä, joka sisältää hydraulijärjestelmän ja puomimekanismin mallin.

4.1.1 Hydraulijärjestelmän simulointimalli

Hydrauliikkamallissa sovellettiin IHA:lla jo aikaisemmin tehtyä IHA-koneen hydrauliikkamallia. Tämä malli sisältää järjestelmän pumpun mallin, venttiilien mallit, letkujen mallit sekä toimilaitteina käytettävien sylinterien mallit. IHA-koneen simulointimallin yksinkertaistettu periaatekuva on liitteessä 3.

Järjestelmän LS-pumppu mallinnettiin painelähteenä (kuva 32, vasen lohko), joka seuraa järjestelmän LS-painetta tietyn siirtofunktion (12) mukaan:

$$G(s) = \frac{1}{4 \cdot 10^{-3}s + 1} \quad (12)$$

LS-pumpulla on myös yksinkertainen vuotovirtausmalli, joka perustuu sen datalehteen [40]. Vuotovirtaus riippuu lineaarisesti pumpun tuottamasta paineesta siten, että paineen ollessa ilmakehän paine on vuotovirtaus nolla ja paineen ollessa 28 MPa on vuotovirtaus 8,5 l/min. Vuotovirtaus on ohjattu järjestelmän säiliöön. Järjestelmän säiliön nestetilavuus mallinnetaan integroimalla sinne tulevien ja sieltä lähtevien tilavuusvirtojen summa.

LS-pumppu tuottaa paineen siltä lähtevään pumppulinjaan, joka on mallinnettu letkutilavuutena ja kuristimena eli letkumallina. Kuristus on mallinnettu kaavalla (13) [48]

$$Q_r = K_r \cdot \Delta p_r^{x_r} \quad (13)$$

jossa Q_r [m^3/s] on kuristimen läpi kulkeva tilavuusvirta, K_r [-] ja x_r [-] kuristimelle ominaisia parametreja ja Δp_r [Pa] kuristimen ylivalitseva paine-ero. Letkun tilavuus on mallinnettu kokoonpuristuvana nestetilavuutena kaavalla (14) [48]

$$\frac{dp_t}{dt} = \frac{B_{\text{eff}}}{V_v} \left(\sum Q_v - \frac{dV}{dt} \right) \quad (14)$$

jossa p_t [Pa] on tilavuuden paine, B_{eff} [N/m^2] tilavuuden puristuskerroin, V [m^3] tilavuus, $\sum Q_v$ [m^3/s] tilavuuteen tulevien ja sieltä lähtevien tilavuusvirtojen summa.

Pumppulinja kytkeytyy edelleen neljään venttiiliin, jotka ohjaavat molempien järjestelmän sylinterien molempiin kammioihin menevää tilavuusvirtaa. Venttiilit ovat 2/2-proportionaaliventtiilejä ja ne on mallinnettu kuristuksina kaavalla (15) [48]

$$Q_r = K_r \cdot \Delta p_r^{x_r} \cdot x_a \quad (15)$$

joka muuten vastaa kaavaa (13), mutta sisältää termin x_a [-] väliltä 0..1, joka kuvaa venttiilin avauksen.

2/2-proportionaaliventtiilit kytkeytyvät letkumallien kautta sylintereihin. Vaikka IHA-koneen hydraulijärjestelmässä on kaksi nosto- ja kallistussylinteriä on molemmat sylinteriparit mallinnettu vastaavina yhtenä sylinterinä. Sylintereille menevät letkut on mallinnettu samalla tavalla kuin pumppulinja. Sylinterien molemmat kammiot on mallinnettu muuttuvina tilavuuksina kaavan (14) mukaan. Sylintereiden männän ja sylinterin välisenä kitkamallina käytetään ns. *tanh-kitkamallia* kaavan (16) [48] mukaan. Kitkavoimaksi F_μ [N] saadaan

$$F_\mu = \tanh(K_t \cdot \dot{x}_m) \cdot \left(F_c + (F_s - F_c) \cdot e^{-\left(\frac{\dot{x}_m}{v_s}\right)^2} \right) + b_t \dot{x}_m \quad (16)$$

jossa \dot{x}_m [m/s] on männän nopeus, K_t [-] on kitkavoimalle ominainen termi ja kuvaa kitkavoiman muutosnopeuden nollan ympäristössä, F_c [N] on Coulombin kitka, F_s [N] on lepokitka, v_s [m/s] on minimikitkan nopeus ja b_t [Ns/m] on viskoosikitkakerroin.

Sylinterien tuottama voima lasketaan kammioiden paineiden, männänojen ja kitkavoiman perusteella. Sylinterien tuottama voima välitetään edelleen mekaniikkamallille, joka esitellään luvussa 4.1.2. Mekanismin malli palauttaa hydraulijärjestelmän mallille tiedon sylinterien mäntien asemista.

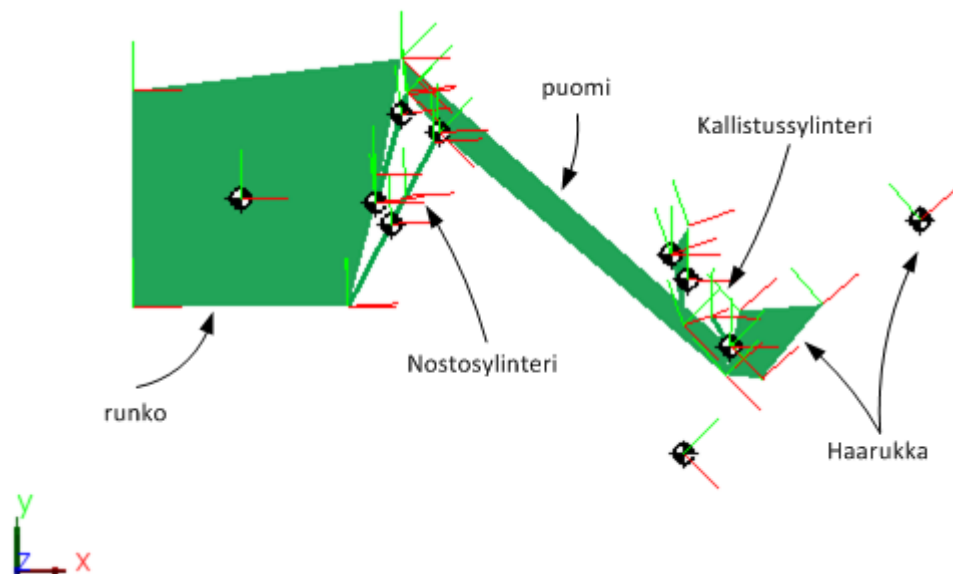
Molempien sylinterien molemmat kammiot kytkeytyvät paluulinjaan 2/2-proportionaaliventtiilien välityksellä. Nämä venttiilit on mallinnettu samalla tavalla, kuin painelinjaan kytkeytyvät 2/2-proportionaaliventtiilit. Kaikki järjestelmässä olevat kahdeksan 2/2-proportionaaliventtiiliä ovat keskenään identtisiä. Paluulinja on mallinnettu letkumallina samalla tavalla kuin painelinjakin. Paluulinja kytkeytyy joko

PFMS:ään tai IHA-koneen tapauksessa suodattimeen ja edelleen säiliöön, riippuen simuloitavasta järjestelmästä.

4.1.2 Puomimekanismin simulointimalli

Puomimekanismin simulointimalli perustuu IHA-koneen rakenteeseen. Sen toiminta käydään läpi pintapuolisesti, koska työ keskittyy pääasiassa hydraulijärjestelmien toimintaan ja niiden vertailuun. Puomin geometria, sen massa ja nostettava kuorma määrittelevät sylintereiltä vaaditut voimat ja vaikuttavat järjestelmän energiankulutukseen. Jokaisen järjestelmän simuloinnissa käytetään samaa puomin mekanismimallia.

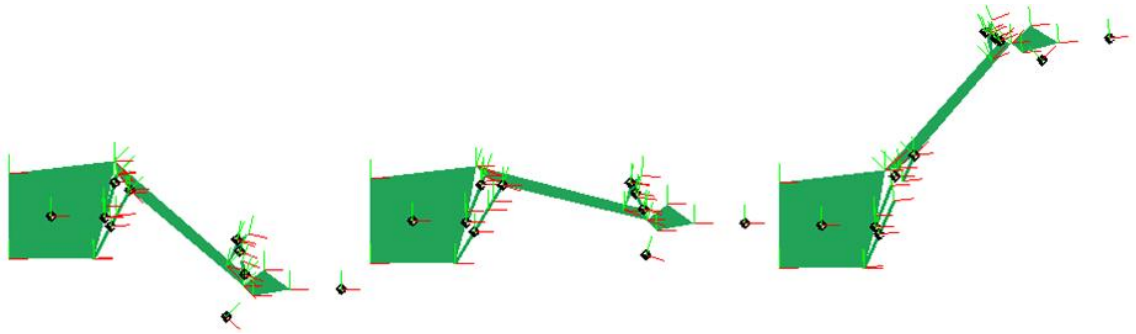
Sylinterit antavat puomin mekanismimalliin voimasignaalin ja mekanismimalli palauttaa sylintereille asemasignaalin, joka määrittää sylinterien mäntien asemat. Puomin mekanismimallin kytkeytyminen hydrauliiikkamalliin on esitetty yksinkertaistetusti liitteessä 3. Puomin mekanismimalli sisältää IHA-koneen puomin ja haarukan dynamiikan, mutta se ei sisällä kitkoja. Kaikki kitkahäviöt syntyvät siten sylintereissä. Mallissa puomin massa on noin 500 kg, haarukka-osan massa on 220 kg ja lisäksi haarukassa on 500 kg kuormamassa. Kuvassa 33 on esitetty *SimMechanics*:in IHA-koneen mekaniikkamallista tuottama visualisointi.



Kuva 33. IHA-koneen puomimekanismin visualisointi.

Kuvassa 33 puomi on simuloinnin aloitusasennossa. Simuloinnin alussa puomia nostavan nostosylinteri on miinusasennossa ja haarukkaa kallistava kallistussylinteri on puolestaan plusasennossa. Tämän vuoksi puomi on alhaalla ja haarukka osoittaa viistosti ylöspäin.

Kuvassa 34 on visualisoitu puomin eräs työkierto.



Kuva 34. IHA-koneen puomin eräs työliike.

Simulointia jatketaan kuvan 33 aloitustilasta siten, että kuvassa 34 vasemmalla haarukka on ajettu alas vaakatasoon. Tämä tapahtuu ajamalla kallistussylinteri plusasentoon. Nyt haarukkaan voitaisiin ottaa kuorma, esimerkiksi kuormalava. Kuvassa 34 keskellä puomia nostetaan ylöspäin ja haarukka pidetään vaakatasossa, jotta myös kuorma pysyy vaakatasossa. Tällöin nostosylinteriä ajetaan plussuuntaan ja samanaikaisesti kallistussylinteriä ajetaan miinussuuntaan. Kuvan 34 oikealla puomi on nostettu yläasentoon ja haarukka on edelleen vaakatasossa. Nyt nostosylinteri on ajettu plusasentoon ja kallistussylinteri on ajettu miinusasentoon.

4.1.3 Puhtaustason simulointimalli

Hydraulisen toiminnan lisäksi myös järjestelmien hydraulinesteen kunnossapidon toiminta halutaan simuloida. Kuten luvuissa 2.4.4 ja 2.4.5. todettiin, hydraulijärjestelmän vesi- ja ilmakehityksestä on hankala arvioida ja toisaalta em. epäpuhtauksien poistuminen järjestelmästä ei ole helposti mallinnettavissa. Näistä syistä keskitytään järjestelmien hiukkaskuormituksen mallintamiseen.

Järjestelmien puhtautta pyritään vertailemaan selvittämällä simuloimalla niiden puhtaustaso. Simuloinnin tarkoituksena ei ole selvittää tarkkaa puhtaustasoa, jonka tietty järjestelmä saavuttaa, vaan asettaa järjestelmät paremmuusjärjestykseen niissä saavutettavan puhtaustason perusteella. Tämä saavutetaan mm. käyttämällä jokaiselle järjestelmälle samoja simulointiparametreja.

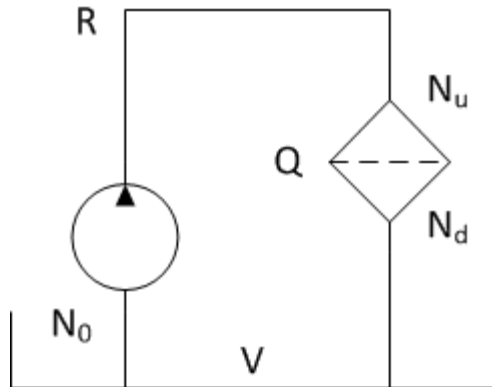
Hydraulijärjestelmien puhtaustason, suodattimien ja likahiukkasten mallinnusta on tutkittu [49; 50], mutta kokonaisten hydraulijärjestelmien puhtauden simulointiin soveltuvaa mallinnustapaa ei löydetty. Siispä sellainen rakennettiin käyttäen pohjana väitöskirjaa [49].

Väitöskirjassa [49] esitetään yksinkertaisen suodatinjärjestelmän malli, joka perustuu aikaisempiin tutkimuksiin ja artikkeleihin. Tasapainon vallitessa [49, s. 55]:

$$N_u V = N_0 V + \int R dt + \int N_d Q dt - \int N_u Q dt \quad (17)$$

jossa N_u [kpl/m³] on hiukkaskonsentraatio suodattimen tulovirrassa, N_0 [kpl/m³] on hiukkaskonsentraation alkuarvo, N_d [kpl/m³] on hiukkaskonsentraatio suodattimen

lähtövirrassa, R [kpl/s] on hiukkasten kappalevirta (syöttö), V [m³] on järjestelmän tilavuus ja Q [m³/s] on suodattimen läpi kulkeva tilavuusvirta. Kuvassa 35 on esitetty yhtälön (15) kuvaaman perusjärjestelmän kaavio.



Kuva 35. Suodatusjärjestelmän peruskaavio. [49, s. 56]

Yhtälö (17) kuvaa perusjärjestelmän, jossa on vain yksi tilavuus, säiliötilavuus V . Tästä tilavuudesta lähtee tilavuusvirta Q pumpun imulinjaan ja tilavuuteen palautuu sama tilavuusvirta Q suodattimelta. Kuvassa 35 pumppu toimii vain yksinkertaisena tilavuusvirtalähteenä ja tuottaa sekä imee tilavuusvirran Q . Yhtälössä (17) $N_u Q$ on tilavuudesta V lähtevä hiukkaskvirta [kpl/s] ja $N_d Q$ on tilavuuteen V tuleva hiukkaskvirta. R kuvaa tilavuuteen V sen ”ulkopuolelta” tulevan tai lähtevän hiukkasten kappalevirran.

Itse asiassa N_u on tilavuuden V konsentraatio ja jakamalla yhtälö (17) puolittain järjestelmän tilavuudella saadaan konsentraatio

$$N_u = N_0 + \frac{\int R \, dt + \int N_d Q \, dt - \int N_u Q \, dt}{V} \quad (18)$$

Yhtälö (18) antaa yksinkertaisen hiukkasmallin tilavuudelle, josta lähtee yksi tilavuusvirta ja johon tulee yksi tilavuusvirta. Lähtevä ja tuleva tilavuusvirta on merkitty yhtälöön (18) samansuuruisiksi, mutta tilavuusvirrat voisivat olla myös erisuuret. Tämä edellyttäisi toki tilavuuden V muutoksen huomioon ottamista.

Väitöskirjassa [49, s. 57] todetaan, että kaavan (17) perusteella voidaan mallintaa koko hydraulijärjestelmä, vaikka se ei suoraan huomioi muita hydraulijärjestelmän tilavuuksia kuin sen säiliön. Tätä perustellaan mm. sillä, että kaikki järjestelmään tulevat, siellä olevat ja siellä syntyvät hiukkaset päätyvät lopulta säiliöön. Lisäksi säiliö edustaa hyvin koko järjestelmän puhtaustasoa, ja komponenttien kulumisesta aiheutuvat hiukkaskonsentraation muutokset ovat niin pieniä järjestelmän sisällä, että niitä ei tarvitse ottaa huomioon.

Tämä pätee perinteisessä hydraulijärjestelmässä, mutta sen ei arvioida pätevän tässä työssä suunnitelluissa PFMS:ssä. PFMS:ssä kiinnostavimpana puhtaustasona voidaan pitää säiliön sijasta matalapaineakun puhtaustasoa, koska se syöttää tilavuusvirtaa jär-

jestelmän pumpulle ja toimilaitteille, kun taas PFMS:n pienestä säiliöstä imee hydraulineestettä vain apupumppu. Lisäksi PFMS:n hydraulineestetilavuus on huomattavasti pienempi kuin perinteisen säiliön, jolloin merkittävä osa PFMS:n sisältävän hydraulijärjestelmän koko hydraulineestetilavuudesta on muualla kuin PFMS:ssä. Lisäksi järjestelmän käytön aikana suurin nestetilavuus sijaitsee säiliön sijasta yleensä matalapaineakussa. Tämän vuoksi tarvitaan mallinnustapa, jolla hiukkasten käyttäytyminen koko hydraulijärjestelmässä voidaan mallintaa.

Yhtälöä (18) ei voidakaan pitää täydellisenä tilavuuden hiukkasmallina, koska se ottaa huomioon vain kaksi tilavuusvirtaa. Tilavuuteenhan voi tulla, ja sieltä voi myös lähteä, mielivaltainen määrä erisuuruisia tilavuusvirtoja. Lisäksi jokaisesta liitännästä voi sekä tulla että lähteä tilavuusvirtaa, joten myös jokaisen tilavuusvirran suunta on huomioitava. Mielivaltaisen määrän liitäntöjä omaavalle muuttuvalle tilavuudelle voidaan kirjoittaa

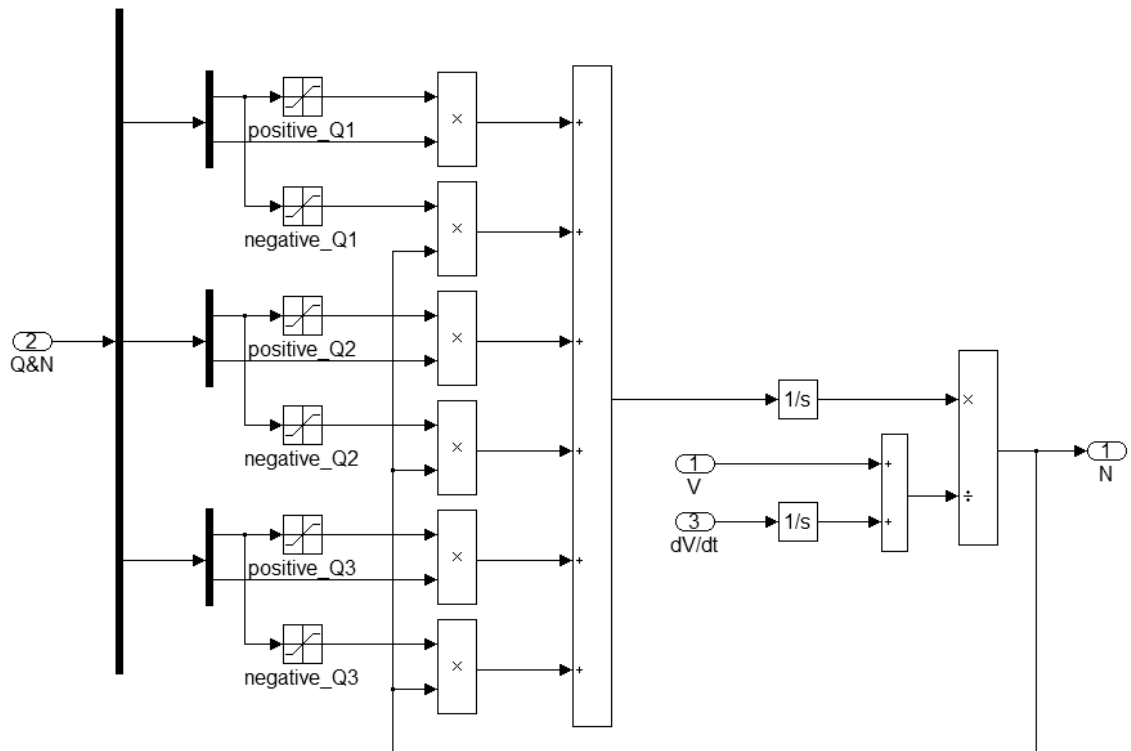
$$N_u = \frac{X_0 + \int R \, dt + \int \sum_{p=1}^i Q_p \cdot N_p \, dt + \int \sum_{n=1}^i Q_n \cdot N_u \, dt}{V_0 + \int \frac{dV}{dt} \, dt} \quad (19)$$

kun

$$Q_p = \begin{cases} Q_m, & Q_m \geq 0 \\ 0, & Q_m < 0 \end{cases}$$

$$Q_n = \begin{cases} 0, & Q_m > 0 \\ Q_m, & Q_m \leq 0 \end{cases}$$

jossa N_u [kpl/m³] on tilavuuden hiukkaskonsentraatio, X_0 [kpl] on hiukkasten lukumäärä tilavuudessa simuloinnin aloitushetkellä, R [kpl/s] on tilavuuteen muulta kuin tilavuusvirtojen mukana tuleva hiukkasvirta (esim. pumpun kuluminen, tiivistimen ali kulkeutuvat hiukkaset, huohottimen suodatin), V_0 [m³] on tilavuuden alkutilavuus, Q_m [m³/s] tilavuuteen tuleva tai sieltä lähtevä (ts. positiivinen tai negatiivinen vastaavasti) tilavuusvirta, Q_p [m³/s] on tilavuuteen tuleva tilavuusvirta, Q_n [m³/s] tilavuudesta lähtevä tilavuusvirta, N_p [kpl/m³] on tilavuuteen tulevan tilavuusvirran hiukkaskonsentraatio, i [-] on tilavuuteen tulevien liitäntöjen lukumäärä ja $\frac{dV}{dt}$ on tilavuuden tilavuusmuutos. Jokainen Q_m edustaa siis yhtä liitäntää, josta tilavuuteen voi tulla tai lähteä jokin tilavuusvirta. Kaavan (19) mukaisen, kolme liitäntää omaavan, tilavuuden *Simulink*-lohkokaavioesitys nähdään kuvassa 36.



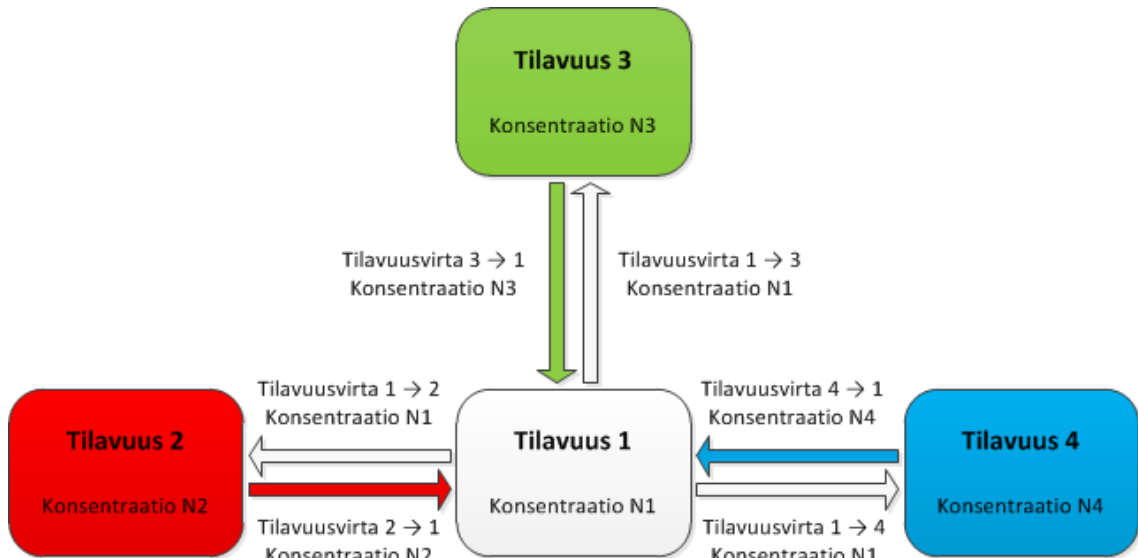
Kuva 36. Kolme liitäntää omaavan tilavuuden hiukkasmallin Simulink-lohkokaavio.

Kuvan 36 lohkokaaavion sisääntulosignaali 1 (V) on tilavuuden alkutilavuus, sisääntulosignaali 3 (dV/dt) kuvaa tilavuudenmuutoksen. Sisääntulosignaali 2 (Q&N) sisältää limitettynä kuusi signaalia, jotka koostuvat kolmesta tilavuusvirtasignaalista ja niitä vastaavista hiukkaskonsentraatioista. Jokaista liitäntää kohden tarvitaan yksi tilavuusvirtasignaali ja sen konsentraatio.

Kuvassa 36 vasemmalla sisääntulosignaali 2 puretaan ensin kolmeksi tilavuusvirta/konsentraatio-pariksi ja seuraavaksi nämä parit vielä erotetaan erillisiksi signaaleiksi. Jokainen tilavuusvirtasignaali jaetaan kahteen osaan ja saturoidaan joko positiiviseksi tai negatiiviseksi. Positiivinen tilavuusvirtasignaali kerrotaan sitä vastaavalla konsentraatiolla ja negatiivinen tilavuusvirtasignaali kerrotaan mallinnettavan tilavuuden omalla konsentraatiolla. Positiivinen tilavuusvirta tuo hiukkasia toisesta tilavuudesta ja omaa kyseisen tilavuuden konsentraation, kun taas negatiivinen tilavuusvirta kuljettaa hiukkasia pois mallinnettavasta tilavuudesta ja omaa mallinnettavan tilavuuden konsentraation. Tällä tavalla saadaan kuusi hiukkasvirtasignaalia, jotka lasketaan yhteen. Yhteenlasketut hiukkasvirrat integroidaan, jolloin saadaan mallinnettavan tilavuuden hiukkaslukumäärä. Mallinnettavan tilavuuden tilavuudenmuutosta kuvaava sisääntulosignaali 3 (dV/dt) integroidaan ja summataan mallinnettavan tilavuuden alkutilavuuteen, eli sisääntulosignaaliin 1 (V). Mallinnettavan tilavuuden hiukkaslukumäärä jaetaan lopuksi mallinnettavan tilavuuden tilavuudella, jolloin saadaan mallinnettavan tilavuuden hiukkaskonsentraatio, joka on tilavuuden hiukkasmallin ainoa ulostulosignaali.

Hydraulijärjestelmän jokaisen tilavuusmallin yhteyteen liitetään kaavan (19) ja kuvan 36 mukainen hiukkasmalli. Hiukkasmallit kertovat hydraulijärjestelmän jostakin tilavuudesta lähtevän tilavuusvirran hiukkaskonsentraation kaikkien sellaisten tilavuuksien hiukkasmalleille, jotka liittyvät kyseiseen tilavuuteen.

Kuvassa 37 on esitetty kuvan 36 mukaisen lohkon liittyminen sitä ympäröivään simulointimalliin signaalien kulun kannalta.



Kuva 37. Hiukkasmallien välillä kulkevat signaalit.

Tilavuus 1 kuvaa sellaisen tilavuuden hiukkasmallia, jolla on liitäntä kolmeen muuhun tilavuuteen (tilavuudet 2 - 4). Tilavuuden 1 mukainen tilavuus löytyy simuloinnissa esimerkiksi venttiilin ja sylinterin välisestä letkusta IHA-koneen puomin hydraulijärjestelmässä (Liite 3). Tämä letkutilavuus liittyy sylinterin kammioon sekä ohjausventtiilien kautta paluu- ja painelinjaan eli kolmeen muuhun tilavuuteen. Tilavuus 1 antaa tiedon omasta hiukkaskonsentraatiostaan siihen liittyville tilavuuksille. Vastaavasti muut tilavuudet 2 - 4 antavat tiedon omasta hiukkaskonsentraatiostaan tilavuudelle 1. Vastaavasti välitetään tiedot tilavuusvirroista, jotka saadaan esimerkiksi kaavan (14) mukaisten hydraulisten tilavuusmallien signaaleista. Hiukkasmalli onkin rakennettu hydraulijärjestelmän mallin rinnalle, koska hiukkasmallit eivät mallinna nesteen dynamiikkaa. Hiukkasmalliin tulevien signaalien kannalta ovat merkityksellisiä vain tilavuuteen tulevien tilavuusvirtojen konsentraatiot, koska tilavuudesta lähtevän tilavuusvirran konsentraatio on tilavuuden oma konsentraatio.

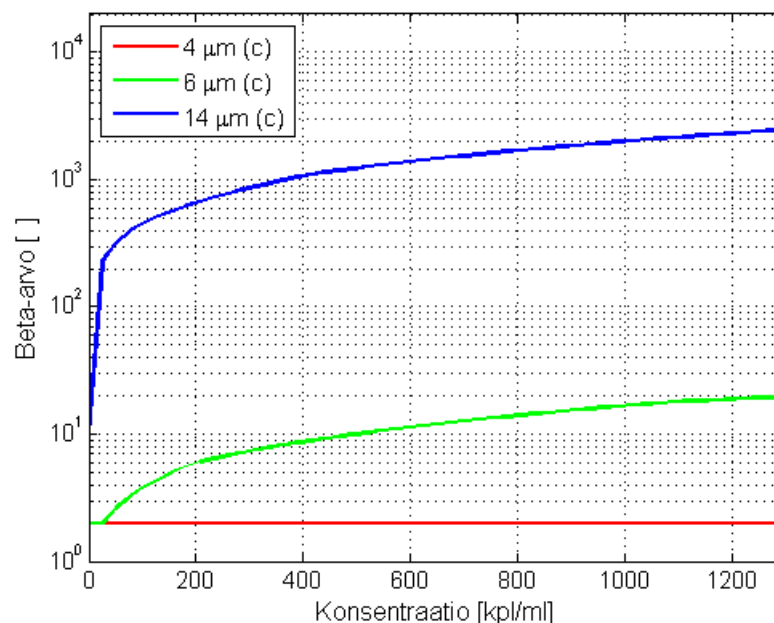
Tässä työssä jokaisen dynaamisen nestetilavuuden hiukkaskonsentraatio on mallinnettu kaavan (19) mukaan. Tästä seuraa ainakin kaksi oletusta. Ensiksi, jokaisen tilavuuden hiukkaskonsentraatio on sama koko tilavuudessa. Tämä ei pidä reaali maailmassa paikkaansa esimerkiksi pitkässä letkussa. Toiseksi, jokainen yli kaksi liitäntää omaava tilavuus on solmupiste, jossa esimerkiksi yksi tilavuusvirta voi haarautua kahdeksi

tai useammaksi tilavuusvirraksi. Tässä työssä on oletettu, että hiukkasvirrat jakautuvat täysin samassa suhteessa tilavuusvirtojen kanssa.

Nämä oletukset todennäköisesti aiheuttavat jonkin verran epätarkkuutta puhtaustason simulointiin. Esimerkiksi oletus tasaisesta konsentraatiosta suuressa tilavuudessa voi aiheuttaa hiukkasten todellista nopeamman leviämisen järjestelmässä. Dynaamisten tilavuuksien jakaminen pienempiin osiin edellyttäisi kuitenkin CFD-mallinnusta, mikä tekisi kokonaisen hydraulijärjestelmän simuloinnista hyvin raskasta. Tämä edelleen edellyttäisi myös hyvin tarkkaa hiukkasten käyttäytymisen tuntemista hydraulijärjestelmässä.

Tilavuuden hiukkasmallista saadaan edelleen suodattimen malli jakamalla tilavuuden hiukkasmalliin tuleva hiukkasvirta suodattimen kertaläpäisy (singlepass) β -arvolla. Käytännössä suodattimen β -arvo ei ole moniläpäisy (multipass) –kokeessa saatu vakio, vaan vaihtelee hiukkaskonsentraation, tilavuusvirran ja paineiskujen mukaan. [49; 51] Valmistajat eivät tyypillisesti ilmoita suodattimiensa kertaläpäisy β -arvoja, mutta diplomityössä [51] tätä aihetta on tutkittu mittausten avulla. Diplomityössä [51, s. 66-75] on tutkittu likakonsentraation vaikutusta kiertovoitelujärjestelmän suodattimien β -arvoihin. Arvioidaan, että diplomityössä [51] testattu $5\ \mu\text{m}$ suodatinta vastaa PFMS:ään valittua $5\ \mu\text{m}$ suodatinta singlepass β -arvoiltaan. Eräs huomioitava seikka diplomityön [51] tuloksissa on, että suodattimien kertaläpäisy β_4 -arvo on niinkin matala kuin 2 myös suhteellisen suurilla hiukkaskonsentraatioilla.

Diplomityön [51, s. 67-68 ja 73] taulukkojen 4.4, 4.5 ja 4.8 perusteella on suodattimen β_4 -, β_6 - ja β_{14} -arvoille laskettu kuvan 38 mukainen riippuvuus suodattimen tulovirran hiukkaskonsentraatiosta. Paineiskujen tai tilavuusvirran vaihtelun vaikutusta β -arvoihin ei oteta huomioon.



Kuva 38. Simuloidun suodattimen β -arvojen riippuvuus tulovirran konsentraatiosta.

Simuloinnin tuloksena halutaan standardin ISO-4406 (1999) mukainen puhtausluokka. Simulointimallilla pystyy kuitenkin yhdellä ajolla simuloimaan vain yhden hiukkaskoon. Ongelma ratkaistaan ajamalla sama simulointisekvenssi kolmeen kertaan, käyttäen partikkelikokoluokille $\geq 4\mu\text{m(c)}$, $\geq 6\mu\text{m(c)}$ ja $\geq 14\mu\text{m(c)}$ ominaisia parametreja, jokaiselle vuorollaan.

Puhtausluokka, johon hydraulijärjestelmän tilavuudet vakiintuvat, pystytään selvittämään simuloimalla tietyn työsekvenssin toistoa riittävän pitkä aikaväli. Tämä perustuu oletukseen: Mikäli hydraulijärjestelmän toimintaolosuhteet, tai sen komponenttien käyttäytyminen ei muutu, vakiintuu sen puhtaustaso johonkin suhteellisen stabiiliin arvoon. Puhtaustason simuloinnin työsekvenssiksi on valittu kuvassa 34 visualisoitu nosto- ja laskuliike, jota kuvataan tarkemmin seuraavassa luvussa 4.1.4.

Jotta hiukkasten käyttäytymistä hydraulijärjestelmässä voidaan simuloida, pitää järjestelmään myös kulkeutua hiukkasia. Väitöskirjan [49] perusteella on arvoitu simuloitun puomijärjestelmän suurimmiksi hiukkaslähteiksi sylinterien männänvarrentiivisteet, järjestelmän pumpun kuluminen ja säiliön huohottimen läpi tunkeutuvat hiukkaset. Hiukkasille on arvioitu kokojakauma sekä hiukkasvirta väitöskirjan [49, s. 35-50] perusteella. Nämä on koottu taulukkoon 10.

Taulukko 10. Simuloinneissa käytetty järjestelmän hiukkaskuormitus.

Hiukkasten lähde	Hiukkasten kokojakauma ($\geq 4\mu\text{m(c)}$: $\geq 6\mu\text{m(c)}$: $\geq 14\mu\text{m(c)}$)	$\geq 4\mu\text{m(c)}$ hiukkaskuormitus
Männänvarren tiivisteet	1 : 1/4 : 1/32	$3 \cdot 10^5$ kpl/m männänvarren liikkua sisään
Järjestelmän pumpu	1 : 1/4 : 1/32	$3 \cdot 10^5$ kpl/m ³ pumpun vuotolinjasta säiliöön tulevassa tilavuusvirrassa
Huohotin	1 : 1/4 : 1/32	$1 \cdot 10^5$ kpl/m ³ huohottimesta säiliöön virtaavassa ilmassa

Hiukkaskuormitusparametrit pyrkivät jäljittelemään työkonetta, joka toimii vähäpölyisessä ulkoympäristössä. Hiukkaskuormitusparametrit on pyritty valitsemaan siten, että yksittäinen kuormituslähde ei korostu liikaa. Tämä nähtiin tarpeelliseksi, koska simulointeja ei ole työn puitteissa mahdollista toistaa monilla eri kuormitusparametreilla simulointien pitkän ajallisen keston vuoksi.

Jokaisella järjestelmän tilavuudella on myös jokin alkupuhtaustaso, joksi on simuloinneissa valittu 19/17/15. Käytännössä alkupuhtaustaso voi hydraulijärjestelmässä olla lähes mikä tahansa. Valittu alkupuhtaustaso on korkeampi kuin mihin työssä simuloitujen järjestelmien puhtaustaso vakiintuu.

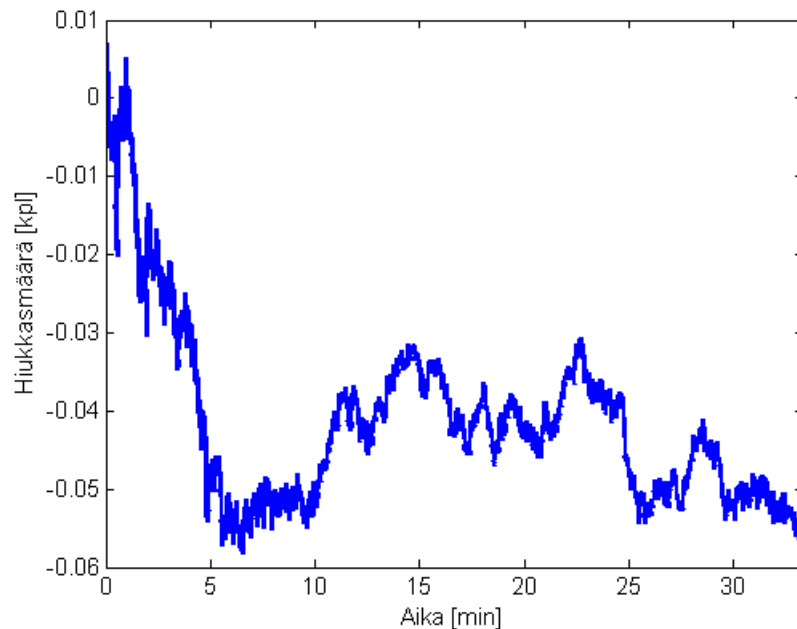
Puhtaussimulointimallin rakenteen ja kytkentöjen oikeellisuus pyrittiin varmistamaan tarkkailemalla, että järjestelmään ei tule eikä sieltä poistu hiukkasia kuin tunnetuista kohdista. Suljetussa järjestelmässä tiettyä ajanhetkenä olevien hiukkasten

lukumäärä muodostuu sen tilavuuksien hiukkaslukumäärästä simuloinnin alussa, järjestelmään tulleista uusista hiukkasista ja järjestelmästä poistetuista hiukkasista. Suljetulla järjestelmällä tarkoitetaan tässä sellaista järjestelmää, jonka hydraulinesteen kierto on suljettu. Käytännössä tämä yleensä tarkoittaa sellaista simulointimallia, jossa myös säiliö on mallinnettu, eli mallinnetun järjestelmän ulkopuolelle ei mene eikä sieltä tule tilavuusvirtoja. Tällä perusteella suljetun järjestelmän hiukkasmäärälle tietyssä ajahetkenä t pätee yhtälö (20)

$$\sum_{b=1}^k X_b + \int_0^t R_{kuor} dt - \sum_{a=1}^k X_a - \int_0^t R_{suod} dt = 0 \quad (20)$$

jossa t [s] on ajanhetki, k [-] on suljetun järjestelmän tilavuuksien lukumäärä, X_a [kpl] on hiukkasten lukumäärä tilavuudessa simuloinnin aloitushetkellä ($t = 0$), X_b [kpl] on hiukkasten lukumäärä tilavuudessa hetkellä t , R_{suod} [kpl/s] on suodattimien kautta suljetusta järjestelmästä poistuvien hiukkasvirtojen summa ja R_{kuor} [kpl/s] on järjestelmään tulevien hiukkasvirtojen summa.

Jokaisen puhtaustasosimuloinnin kohdalla varmistettiin, että kaavan (20) mukainen tulos ei poikennut nolasta merkittävästi millään simuloinnin ajanhetkellä. Kuvassa 39 on esitetty kaavan (20) mukaisesti laskettu hiukkasmäärä kohdan 4.2 perinteisen järjestelmän puhtaustasosimuoinnissa $4 \mu\text{m(c)}$ hiukkasille.



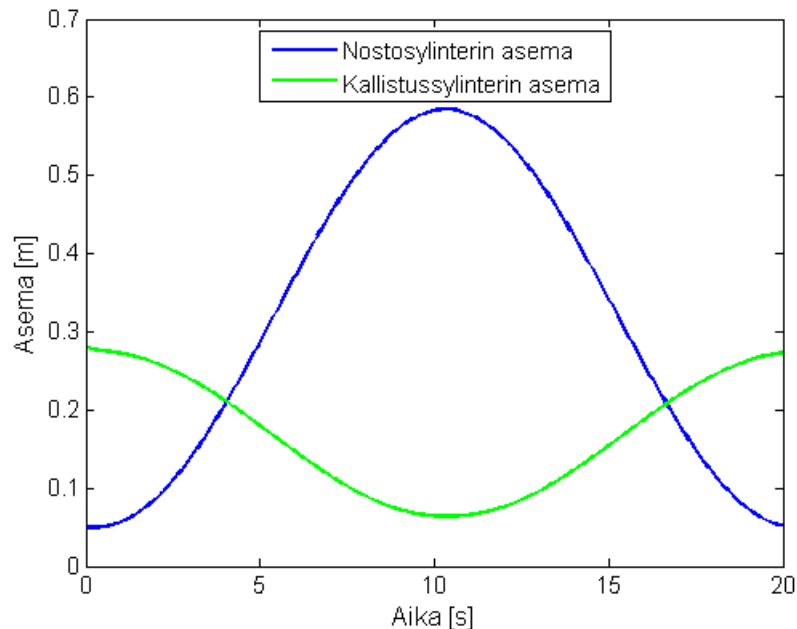
Kuva 39. Kaavan (20) mukaan laskettu hiukkaslukumäärä luvun 4.2 $4 \mu\text{m(c)}$ hiukkasten puhtaustasosimuoinnille.

Kuva 39 tulkitaan siten, että järjestelmään ei sen ulkopuolelta ole yhdelläkään simuloinnin ajanhetkenä tullut eikä sieltä ole hävinnyt yli yhtä hiukasta. Jokaisen

puhtaustasosimuloinnin kohdalla poikkeama nolasta oli kuvan 39 kuvaamaa suuruusluokkaa. Poikkeama nolasta on merkityksetön tulosten kannalta ja johtuu simuloinnin laskentatarkkuudesta. Voidaan todeta, että simulointimalli on tältä osalta rakennettu oikein ja järjestelmä on simulointimallissa suljettu.

4.1.4 Ohjaus

Energiankulutusta simuloitaessa on IHA-koneen puomille käytetty työsekvenssiä, joka vastaa kuvassa visualisoitua nosto- ja laskuliikettä. Käytännössä tämä liike saavutetaan käyttämällä nosto- ja kallistussylinterien asemareferensseinä taajuudeltaan $\frac{1}{20}$ Hz sini-käyriä, joilla on 180° vaihe-ero. Yhden työliikkeen mukaiset nosto- ja kallistussylinterien asemakäyrät nähdään kuvassa 40.



Kuva 40. Sylinterien asemat yhden työsekvenssin ajalta.

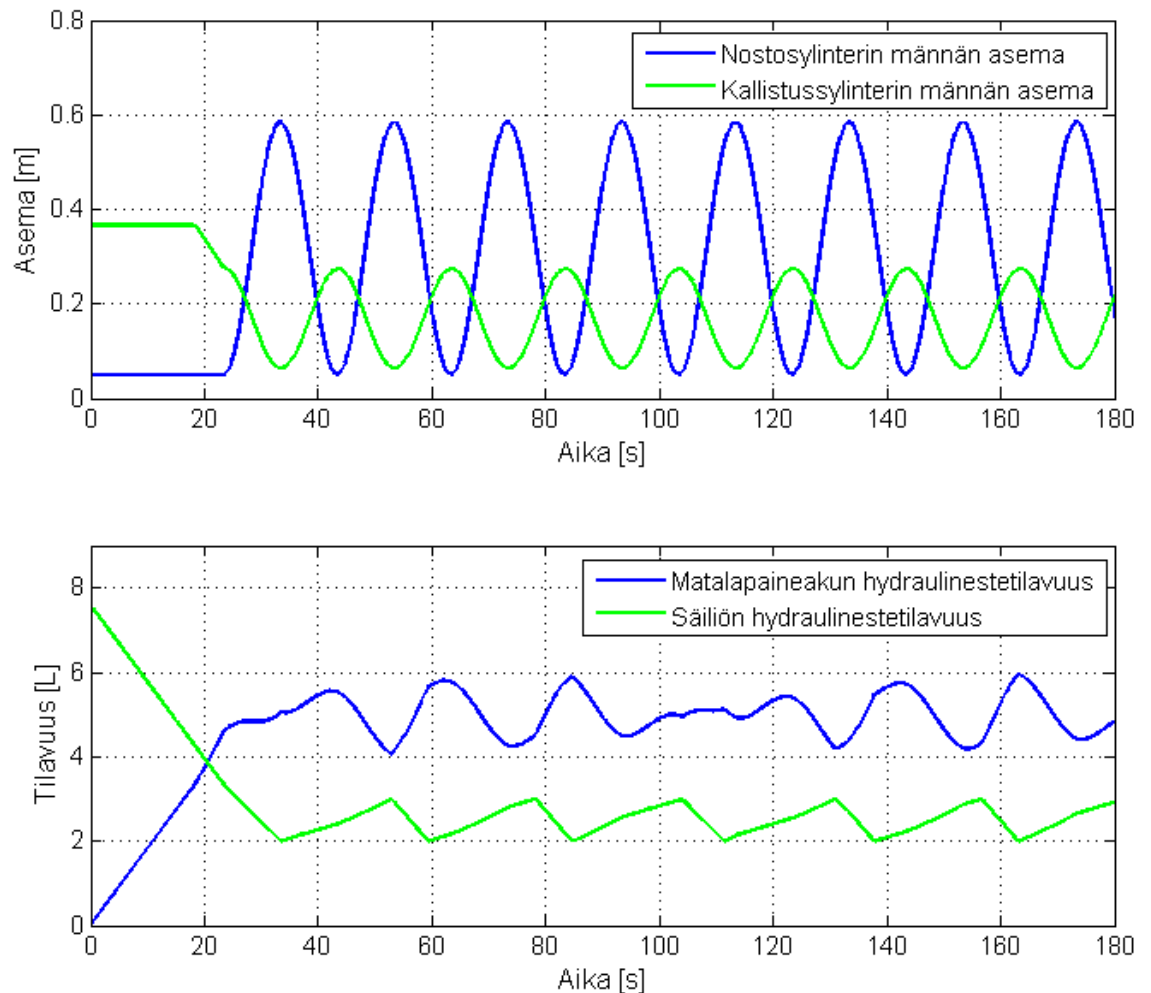
Kuvassa 40 alussa (0 s) puomi on alhaalla ja lähtee nousemaan nostosylinterin liikkuessa plus-suuntaan. Alussa kallistussylinteri on noin puoliksi ulkona ja lähtee liikkumaan miinus-suuntaan pitäen haarukan vaakatasossa. Puomi on yläasennossa ajanhetkellä 10 s, jolloin nostosylinteri on lähes kokonaan plus-asennossa, kun samalla kallistussylinteri on miinusasennossa. Puomi ajetaan edelleen alas viimeisen 10 sekunnin aikana.

Samaa työsekvenssiä käytetään myös puhtaustason simuloinneissa. Näissä sekvenssiä toistetaan 2000 sekunnin ajan. Tässä ajassa kaikkien simuloitujen järjestelmien puhtaustaso vakiintuu.

Toimilaitesylinterien lisäksi PFMS:n apupumpun käyttö tarvitsee ohjauksen. Apupumpun tehtävänä on paineistaa matalapainejärjestelmä pumpaamalla hydraulineeste säiliöstä matalapaineakkuun ennen järjestelmän pumpun käynnistämistä. Edelleen järjestelmän toiminnan aikana apupumppu pumpkaa järjestelmän pumpulta vuotanutta hydraulineestettä säiliöstä matalapainejärjestelmään.

Apupumpun ohjaus edellyttää säiliön hydraulinestemäärän mittausta. Tämä voidaan toteuttaa mittaamalla säiliön hydraulinesteen pinnankorkeus. Apupumpun ohjaus on simuloinneissa toteutettu siten, että säiliön hydraulinestetilavuuden ollessa ≥ 3 litraa apupumppu ohjataan imemään hydraulineestettä säiliöstä. Hydraulineestettä pumpataan säiliöstä kunnes saavutetaan säiliön minimihydraulinestetilavuus 2 litraa. Muulloin apupumppu kierrättää matalapaineakussa olevaa hydraulineestettä suodattimen läpi, eli sitä ei kytkeä pois päältä.

Kuvassa 41 nähdään PFMS(A):n matalapaineakun ja säiliön simuloitut hydraulinestetilavuudet järjestelmän käynnistytksen jälkeen.



Kuva 41. Nosto- ja kallistussylinterien asema sekä matalapaineakun ja säiliön hydraulinestetilavuudet hydraulijärjestelmän käynnistytksen jälkeen.

Ajanhetkellä 0 s PFMS(A) käynnistetään, jolloin apupumppu lähtee pumppaamaan hydraulineestettä matalapaineakkuun. Säiliön hydraulineestemäärä vähenee ja matalapaineakun vastaavasti kasvaa. Säiliön hydraulineestetilavuus ei ole alussa tasan 8 litraa, koska simuloinnin aloitushetkellä IHA-koneen molemmat sylinterit eivät ole kokonaan miinuspuolella.

Säiliön hydraulineestetilavuus laskee tasaisesti noin 30 s ajan, jonka jälkeen saavutetaan säiliön minimihydraulineestetilavuus. Tämän jälkeen apupumppu ohjataan kierrättämään hydraulineestettä suodattimen läpi ja säiliö alkaa täyttyä järjestelmän pumpulta vuotavasta hydraulineesteestä. Ajanhetkellä 53 s säiliön hydraulineestetilavuus nousee 3 litraan, jolloin apupumppu jälleen ohjataan pumppaamaan hydraulineestettä säiliöstä matalapainepuolelle. Apupumpun pumppaus sykli riippuu apupumpun tilavuusvirran tuoton lisäksi järjestelmän pumpun vuodoista, jotka riippuvat edelleen mm. järjestelmän pumpun painetasosta.

Kuvassa 41 nähdään myös sylinterien asemat. Simuloinnin alussa puomin haarukka osoittaa yläviistoon, koska kallistussylinteri on lähes kokonaan plus-asennossa. Haarukkaa lasketaan ajamalla kallistussylinteriä miinussuuntaan. Tämä voidaan aloittaa jo ajanhetkellä 18 s, koska matalapaineakussa on jo riittävästi hydraulineestettä. Seuraavaksi aloitetaan työsekvenssin toisto. Työsekvenssin aikana matalapaineakun hydraulineestetilavuus vaihtelee 4 - 6 litran välillä. Matalapaineakun hydraulineestetilavuus vaihtelee toimilaitteiden tilavuudenmuutosten seurauksena ja toisaalta säiliön hydraulineestetilavuuden muutosten vuoksi.

4.2 Perinteinen järjestelmä

Perinteisen järjestelmän simulointi toteutettiin käyttäen IHA-koneen puomijärjestelmän simulointimallia, jossa ohjausventtiileinä käytetään 4/3-proportionaaliventtiileitä. IHA-koneen puomijärjestelmän simulointimalli löytyy liitteestä 3. Siihen on liitetty säiliö- ja suodatusjärjestelmäksi perinteinen ratkaisu, jonka simulointilohkokaavio löytyy liitteestä 4. Komponenttien ominaisuudet löytyvät liitteestä 2. Suodatin on ominaisuuksiltaan sama kuin luvussa 3.3.2 mitoitetussa PFMS(A):ssä. Proportionaaliventtiilien reunojen läpäisy on sama kuin myöhemmin PFMS:n simuloinnissa käytettävässä erillisreunaohjauksessa. Työsekvenssinä käytetään luvuissa 4.1.2 sekä 4.1.4 visualisoitua ja selitettyä nostoliikettä. Simulointitulokset on esitetty liitteessä 7 ja koottu taulukkoon 11.

Liitteen 7 kuvassa 1 nähdään perinteisen järjestelmän sylinterien mäntien asemat, referenssiasemat, poikkeamat referenssiasemista ja paineet. Sylinterien asemat seuraavat riittävän hyvin referenssiasemia eikä sylinterien paineissa esiinny piikkejä tai suuria värähtelyjä. Sylinterit eivät myöskään kavitoi, vaan paineet pysyvät reilusti yli 0,1 MPa.

Liitteen 7 kuvassa 2 nähdään järjestelmän pumpun tuottama tilavuusvirta ja paine sekä sekvenssin aikana pumpun akselin ottama energia, sylinterien kuluttama energia ja sylinterien kitkoihin kulunut energia. Ensimmäisen 10 sekuntia järjestelmän pumpun paine määräytyy nostosylinterin männänpuoleisen kammion perusteella. Edelleen nos-

tosylinterin lähtiessä miinussuuntaan ja kallistussylinterin lähtiessä plussuuntaan paine määräytyy kallistussylinterin perusteella.

Kuten luvussa 2.2 todettiin, perinteisten ohjausventtiilien toisiinsa sidotut ohjausreunat tuottavat kuristushäviöitä joissakin tilanteissa tarpeettomasti. 4/3-proportionaaliventtiilin avaus onkin tässä tapauksessa kompromissi energiankulutuksen ja tarkkuuden välillä. Negatiivista työtä tekevien sylinterien kammioihin joudutaan usein tuottamaan tilavuusvirtaa paineella, joka vastaa työtä tekevän sylinterin paineen tarvetta. Tämän vuoksi simuloitavan järjestelmän pumppu joutuu tuottamaan tilavuusvirtaa sekä nosto että laskuliikkeessä huomattavasti enemmän kuin työtä tekevän sylinterin kannalta olisi välttämätöntä. Pumpun tilavuusvirrantuotto on melkein yhtä suuri puomin laskuliikkeessä kuin nostoliikkeessä, koska nostosylinterin männänvarrenpuolelle on tuotettava tilavuusvirtaa myös laskuliikkeessä.

Tarkastellaan järjestelmän energiankulutusta sylinterien käyttämän energian ja pumpun käyttämän energian kannalta. Sylinterien käyttämällä energialla tarkoitetaan sitä energiamäärää, joka muodostuu sylinterien tarvitsemasta tehosta sekvenssin aikana. Sylinterit tarvitsevat tehoa tehdäkseen työtä, eli tuottaakseen männänvarrelle samansuuntaisen voiman sen nopeuteen nähden. Pumpun käyttämällä energialla tarkoitetaan sen akselille syötettyä energiaa. Tässä tarkastelussa ei oteta huomioon negatiivista työtä, eli esimerkiksi laskuliikkeen aikana laskusylinteristä vapautunutta energiaa. Mikäli negatiivinen työ otettaisiin huomioon, tarvitsisi järjestelmä tehoa vain kitkojen voittamiseen.

Energiankulutus on suurinta nostoliikkeessä. Ensimmäisen 10 sekunnin aikana pumppu ottaa energiaa noin 100 kJ ja sylinterit käyttävät siitä noin 50 kJ. Laskuliikkeessä tehoa tarvitsee vain kuormaa nostava kallistussylinteri, koska nostosylinteri laskee kuormaa. Viimeisen 10 sekunnin aikana pumppu ottaa energiaa noin 60 kJ, mutta sylinterit kuluttavat siitä vain noin 10 kJ. Koko sekvenssiin pumppu tarvitsee noin 160 kJ ja siitä sylinterit käyttävät noin 60 kJ. Järjestelmä kuluttaa 160 kJ vaikka sylinterit tarvitsevat vain 60 kJ, joten pumpun ottamasta energiasta hukataan suoraan 100 kJ. Koska kitkat veivät vain noin 2 kJ, myös loput 58 kJ sylinterien tarvitsemasta energiasta hukataan lopulta lämmöksi, kun sylinterien laskuliikkeessä vapautunutta energiaa ei oteta talteen.

Kuristushäviöitä syntyy varsinkin työtä tekevien sylintereiden männänvarrenpuoleiseen tilavuuteen pumpattava tilavuusvirta. Sylinterien 60 kJ energiankulutus saattaa vaikuttaa suurelta siirrettävin massoihin ja kitkoihin nähden, mutta myös massojen pysy- ja vaakasuuntaiset kiihdytykset vaativat sylintereiltä voimaa ja siten myös energiaa.

Perinteisen järjestelmän puhtaustaso simuloitiin liitteissä 3 ja 4 esitetyillä malleilla sekä kohdissa 4.1.3 ja 4.1.4 esitetyillä menetelmillä ja parametreilla. Puhtaustason kehittyminen 2000 sekunnin simuloinnin aikana nähdään liitteen 7 kuvassa 4. Liitteen 1 taulukon 1 perusteella perinteisen järjestelmän hydraulinesäiliön hydraulineste vaikiintuu tasaiseen puhtaustasoon 17/15/12. Vakiintuminen kestää noin 23 minuuttia, eli suhteellisen pitkään, säiliön 75 litran hydraulinestetilavuuden vuoksi. Perinteissä järjestelmässä on mielenkiintoista nimenomaan sen säiliön hydraulinesteen puhtaustaso, kos-

gia ja sylinterien kitkoihin kulunut energia. PFMS(A):ssa on järjestelmän LS-pumpun lisäksi apupumppu, joten myös sen energiankulutus on summattu kokonaisenergiankulutukseen. Ensimmäisen 10 sekuntia järjestelmän pumpun paine määräytyy nostosylinterin männänpuoleisen kammion perusteella. Edelleen nostosylinterin lähtiessä miinusuuntaan ja kallistussylinterin lähtiessä plussuuntaan laskuliikkeessä, paine määräytyy kallistussylinterin perusteella.

Järjestelmän pumpun painekäyrä näyttää hyvin samalta kuin perinteisen järjestelmän tapauksessa, mutta sen tuottama tilavuusvirta on huomattavasti pienempi sekä nosto että laskuliikkeessä. Tämä johtuu siitä, että järjestelmän pumppu syöttää tilavuusvirtaa nyt vain työtä tekeville sylintereille. Sylinterin liikkuessa miinusuuntaan sen männänvarrenpuolelle tarvittava tilavuusvirta otetaan matalapainelinjasta eli PFMS(A):sta. Sylintereitä ohjaavien proportionaaliventtiilien avaukset löytyvät liitteen 8 kuvasta 3.

Nyt pumpput kuluttava koko sekvenssin aikana yhteensä vain noin 93,5 kJ energiaa, koska järjestelmän pumppu joutuu nyt tuottamaan huomattavasti vähemmän tilavuusvirtaa, kuin perinteisen järjestelmän kohdalla. Apupumppu kuluttaa sekvenssin aikana vain noin 2,5 kJ. Sylinterit kuluttavat sekvenssin aikana saman verran energiaa kuin perinteisen järjestelmän tapauksessa, eli noin 60 kJ. Tämä on odotettavaa, koska simuloitu sekvenssi on sama kuin perinteisen järjestelmän tapauksessa. Myös kitkoihin kulunut energiamäärä on sama 2 kJ.

Energiankulutus on suurinta taas nostoliikkeessä. Siinä kuluu noin 71 kJ. Sylinterit käyttävät tästä 50 kJ. Nostoliikkeen kokonaisenergiankulutus on pienempi kuin perinteisen järjestelmän tapauksessa, mutta suurin energiansäästö syntyy laskuliikkeessä. Koska järjestelmän pumpun ei tarvitse syöttää tilavuusvirtaa nostosylinterin männänvarrenpuolelle, tarvitsevat pumpput vain 22,5 kJ energiaa laskuliikkeen aikana. Sylinterit käyttävät tästä 10 kJ.

PFMS(A):n sisältävän järjestelmän puhtaustaso simuloitiin liitteissä 3 ja 6 esitetyillä malleilla sekä luvuissa 4.1.3 ja 4.1.4 esitetyillä menetelmillä ja parametreilla. Puhtaustason kehittyminen 2000 sekunnin simuloinnin aikana nähdään liitteen 8 kuvassa 4. Liitteen 1 taulukon 1 perusteella PFMS(A):n matalapaineakun hydraulineste vakiintuu keskimääräiseen puhtaustasoon 16/13/7. Vaikka puhtaustasosimuloinnin avulla saadaan selville järjestelmän jokaisen nestetilavuuden puhtaustaso PFMS(A):n kohdalla kiinnostavinta on matalapaineakun hydraulinesteen puhtaustaso, koska matalapaineakku syöttää tilavuusvirtaa järjestelmän pumpulle ja toimilaitteille. Säiliöstä hydraulinestettä imee vain apupumppu, jonka painetaso, tilavuusvirrantuotto ja myös hinta ovat paljon järjestelmän pumppua pienemmät.

Puhtaustaso ei vakiinnu matalapaineakussa samalla tavalla yhteen tiettyyn arvoon kuin säiliön puhtaustaso perinteisen järjestelmän simuloinnissa. Matalapaineakun puhtaustasossa esiintyy värähtelyä, mutta puhtaustaso vakiintuu silti suhteellisen kapealle välille. Värähtely johtuu apupumpun pumppausyhteisistä. PFMS(A):n säiliössä oleva hydraulineste on järjestelmän pumpun vuotolinjasta ja säiliön huohottimesta tulevien hiukkasten vuoksi huomattavasti likaisempaa kuin matalapaineakussa oleva hydraulineste. Säiliön hydraulinesteen korkea hiukkaskonsentraatio johtuu siitä, että nyt

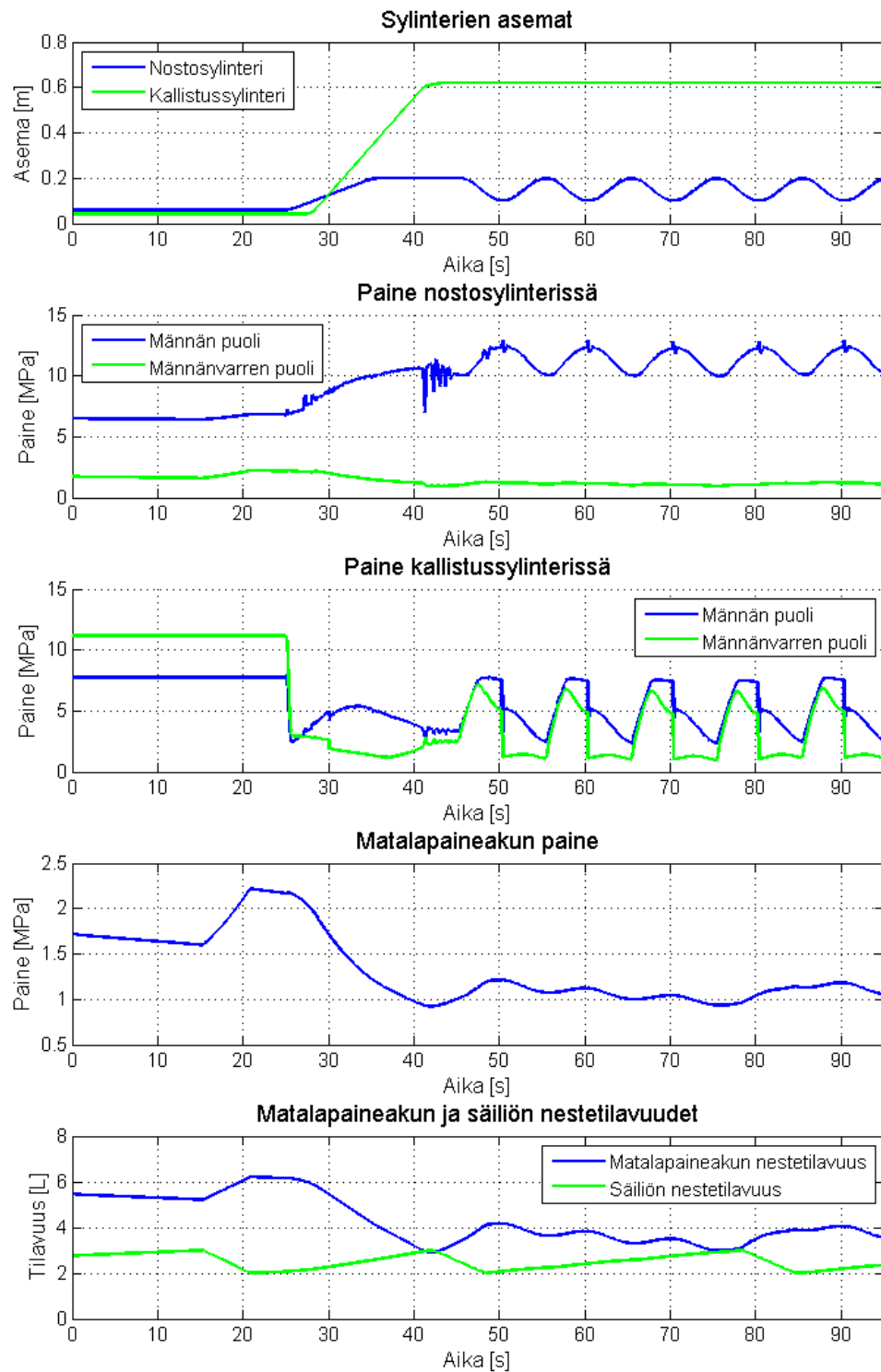
säiliöön tulee järjestelmän pumpulta ja huohottimelta suurin piirtein sama hiukkasmäärä kuin perinteisen järjestelmän kohdalla, mutta säiliön hydraulineestetilavuus on nyt vain murto-osa perinteisen järjestelmän säiliön hydraulineestetilavuudesta. Kun likaisempaa hydraulineestetä pumpataan säiliöstä suodattimen läpi matalapaineakkuun, nousee matalapaineakun hiukkaskonsentraatio hetkellisesti. Hiukkaskonsentraatio laskee, kun pumppaus säiliöstä matalapainejärjestelmään lopetetaan ja siirrytään suodattamaan matalapaineakussa olevaa hydraulineestetä. Huomioidaan silti, että puhtaustaso pysyy värähtelystä huolimatta jatkuvasti huomattavasti parempana kuin perinteisessä järjestelmässä. Puhtaustaso myös paranee hyvin nopeasti järjestelmän käynnistyksen jälkeen ja vakiintuu tasaiselle vaihteluvälilleen jo neljän minuutin kuluttua simuloinnin aloituksesta. Tämä johtuu PFMS:n pienestä hydraulineestetilavuudesta, joka on huomattavasti perinteistä järjestelmää pienempi. PFMS(A):n ja siihen liitetyn IHA-koneen energia- ja puhtaustasosimulointitulokset on koottu taulukkoon 12.

Taulukko 12. Simulointitulokset erillisreunaohjauksella varustetusta IHA-koneen puomijärjestelmästä, johon on liitetty PFMS(A).

PFMS(A) liitettynä erillisreunaohjauksen sisältävään IHA-koneen puomijärjestelmään	Simulointitulos
Järjestelmän pumpun ja apupumpun yhteenlaskettu keskimääräinen tehontarve	4,7 kW
Apupumpun keskimääräinen tehontarve	125 W
Kokonaisenergiankulutus	93,5 kJ
Sylinterien käyttämä energia	60 kJ
Sylinterien kitkoihin kulunut energia	2 kJ
Kokonaisenergiankulutus – Sylinterien käyttämä energia	33,5 kJ
Puhtaustaso aloitushetkellä	19/17/15
Saavutettu puhtaustaso	16/14/8 - 16/12/6
Puhtaustason asettumisaika	n. 4 min

PFMS:n toiminnan kannalta on oleellinen tilanne, jossa järjestelmän toiminnan aikana matalapaineakussa on käytön aikainen minimihydraulineestetilavuus ja sen pitää samalla syöttää tilavuusvirtaa sylinterille. Tässä tilanteessa on suurin riski, että matalapaineakun paine ei riitä ja sylinterin kammio kavitoi. Paineet pysyvät riittävän korkealla mikäli PFMS on mitoitettu oikein.

Tilannetta, jossa matalapaineakussa on minimipaine järjestelmän käytön aikana, simuloidaan ajamalla nostosylinterit plusasentoon. Tämän jälkeen kallistussylintereitä ajetaan edestakaisin siten että haarukan kulmat pysyvät mielekkäissä rajoissa. Tulokset on esitetty kuvassa 42.



Kuva 42. PFMS(A):n toiminnan simulointitulokset.

Myös tilanne, jossa matalapaineakussa on maksimihydraulinestetilavuus, on kiinnostava. Tämä toteutuu kun molemmat sylinterit on ajettu miinusasentoon ja säiliössä on minimihydraulinestetilavuus. Tässä tilanteessa hydraulinesteen on mahdollista matalapaineakkuun eikä sen paine saa nousta liian suureksi.

Molemmat em. tilanteet simuloidaan samassa sekvenssissä ja kuva 42 esittää sekvenssin simulointitulokset. Alussa molemmat sylinterit ovat lähes kokonaan minusasennossa ja ajanhetkellä 21 s säiliössä on minimihydraulinesettilavuus. Samalla hetkellä matalapaineakussa on maksimihydraulinesettilavuus, eli noin 6 litraa. Samalla matalapaineakun paine on noin 2,2 MPa. Tämä vastaa hyvin mitoitusta.

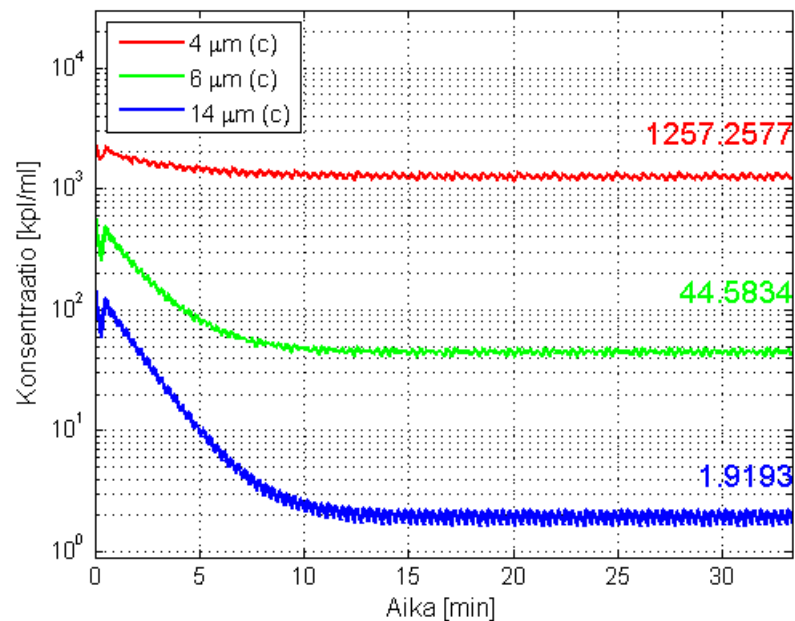
Seuraavaksi sylintereitä ajetaan plussuuntaan. Simuloidussa sekvenssissä sylintereiden suurin hydraulinesettilavuus saavutetaan ajanhetkellä 42 s. Nostosylinteri on lähes kokonaan plusasennossa, mutta kallistussylinteriä ei ajeta kokonaan plusasentoon. Kallistussylinteri pysäytetään tähän asemaan, koska sen ajaminen pidemmälle edellyttäisi tarkempaa perehtymistä sylintereiden erillisreunaohjaukseen, mitä ei tehdä tämän työn puitteissa. Simulointiajasta 42 s eteenpäin nähdään, että molempien sylintereiden molemmat kammiot käyvät alimmillaan vain noin 1 MPa paineessa. Toimilaitteet eivät siis kavitoi ja matalapaineakun paine ja nestetilavuus pysyvät mitoitettulla välillä koko sekvenssin ajan. PFMS(A):n järjestelmän suunnittelu ja -mitoitus voidaan katsoa onnistuneiksi sen ja siihen liitetyn puomin hydraulijärjestelmän simulointitulosten perusteella.

4.4 Paineistettu säiliöjärjestelmä ilman tasasuuntaajaa (järjestelmä B)

Tässä kohdassa esitellään PFMS(B):n simulointi ja simulointitulokset. Tämä järjestelmä on hyvin samanlainen kuin edellisessä kohdassa 4.3 simuloitu PFMS(A):n järjestelmätoteutus, mutta vain ilman tasasuuntaajakomponenttia. Tämän vuoksi hydraulinesetttä suodatetaan pelkästään apupumpun tuotolla. Edellisen PFMS(A) järjestelmän suodatus tapaa voidaan pitää paluu- ja säiliökiertosuodatuksen yhdistelmänä, kun tämän kohdan PFMS(B) järjestelmästä poistetaan hiukkasia vain säiliökiertosuodatuksen periaatteella. PFMS(B):tä voidaankin kutsua myös yksinkertaistetuksi PFMS:ksi.

Simuloinnissa käytetään liitteen 3 IHA-koneen puomijärjestelmän mallia, johon on liitetty liitteen 5 PFMS(B):n malli. Työsekvenssinä käytetään luvuissa 4.1.2 sekä 4.1.4 visualisoitua ja selitettyä nostoliikettä, eli samaa kuin käytettiin edellistenkin järjestelmien simuloinnissa.

Yksinkertaistetun PFMS(B):n oletetaan käyttäytyvän energiankäytön kannalta hyvin samalla tavalla kuin PFMS(A):n. Energiankulutus saattaa olla nyt hieman pienempi, koska PFMS(B):ssä ei synny painehäviötä tasasuuntaajan vastaventtiileissä ja suodattimen läpi kulkee pienempi tilavuusvirta. Keskitytään kuitenkin vain puhtaustason simulointiin. Kuvassa 43 nähdään PFMS(B):n matalapaineakun hydraulinesettilavuuden puhtaustason kehitys 2000 sekunnin simuloinnin aikana. PFMS(B):n simulointitulokset on koottu taulukkoon 14.



Kuva 43. PFMS(B):n puhtaussimulointitulokset.

Taulukko 13. Simulointitulokset erillisreunaohjauksella varustetusta IHA-koneen puomijärjestelmästä, johon on liitetty PFMS(A).

PFMS(B) liitettynä erillisreunaohjauksen sisältävään IHA-koneen puomijärjestelmään	Simulointitulos
Puhtaustaso aloitushetkellä	19/17/15
Saavutettu puhtaustaso	18/13/8 - 17/13/8
Puhtaustason asettumisaika	n. 13 min

Kuvassa 43 hiukkaskonsentraatiot vakiintuvat noin 13 minuutin kohdalla, jonka jälkeen niissä esiintyy pientä värähtelyä. Värähtelyn syy on sama kuin luvussa 4.3 PFMS(A):n kohdalla. Kuvassa 43 esitetyt konsentraatioarvot ovat keskiarvoja simulointiajasta 20 min simuloinnin loppuun. Keskimääräiseksi puhtaustasoksi saadaan 17/13/8. Konsentraation vaihteluvälit simulointiajasta 20 min simuloinnin loppuun on esitetty taulukossa 14.

Taulukko 14. Kuvan 43 konsentraatioiden vaihteluvälit ajasta 20 min simuloinnin loppuun.

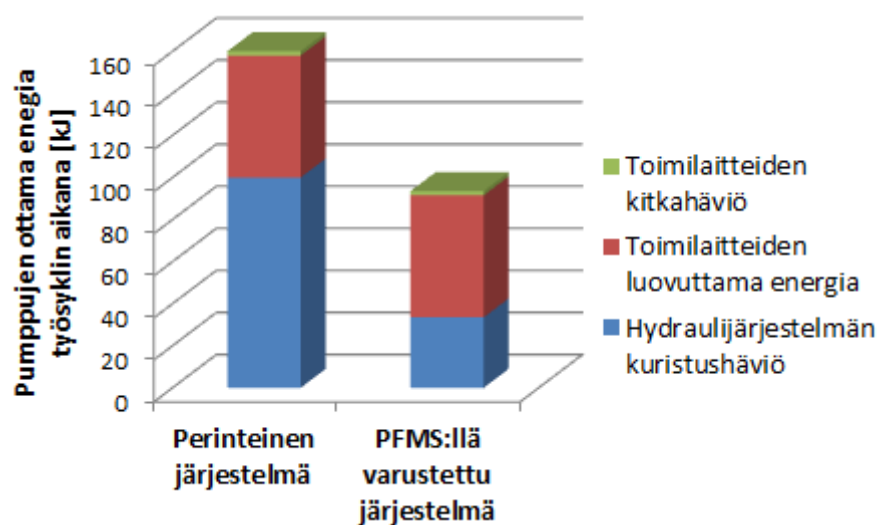
Hiukkaskokoluokka	Vaihteluväli [kpl/ml]
$\geq 4\mu\text{m(c)}$	1160 - 1360
$\geq 6\mu\text{m(c)}$	40,7 – 47,9
$\geq 14\mu\text{m(c)}$	1,64 – 2,20

PFMS(B):n puhtaustaso on siten parempi kuin perinteisen järjestelmän, mutta huonompi kuin tasasuuntaajalla varustetun PFMS(A):n. PFMS(B) saavuttaa puhtaustasonsa nopeammin kuin perinteinen järjestelmä, mutta hitaammin kuin PFMS(A).

5 TULOSTEN TARKASTELU

Tässä luvussa tarkastellaan eri järjestelmistä saatuja simulointituloksia. Simulointitulosten perusteella vertaillaan toisiinsa perinteistä työkoneen hydraulijärjestelmää ja tässä työssä suunnitellulla paineistetulla säiliöjärjestelmällä (PFMS) varustettua samaa työkoneen hydraulijärjestelmää, jossa toimilaitesylintereillä on lisäksi erillisreunaohjaus. Toisin sanoen työkoneen hydraulijärjestelmä on kaikissa simuloinneissa muuten sama, mutta sen säiliö- ja suodatusosien toteutus vaihtuu. Lisäksi perinteisellä säiliöllä varustetun työkoneen hydraulijärjestelmän toimilaitteita ohjataan 4/3-proportionaaliventtiileillä, kun taas PFMS:llä varustetun saman työkoneen hydraulijärjestelmän toimilaitteita ohjataan 2/2-proportionaaliventtiileillä toteutetulla erillisreunaohjauksella. Simuloituja järjestelmiä verrataan toisiinsa energiankulutuksen ja puhtaustason kannalta. Lisäksi suunnitellun PFMS:n toiminta varmistetaan simuloinnin avulla.

Simuloinneissa järjestelmien toimilaitteilla ajettiin sama sekvenssi. Tämän sekvenssin aikana järjestelmän kokonaisenergiankulutus muodostuu järjestelmän pumpun tai pumppujen akselleille syötetystä energiamäärästä. Pumpuille syötetty energia kuluu hydraulijärjestelmässä lähinnä kitkoihin, järjestelmän kuristushäviöihin ja toimilaitteiden energiansyöttöön. Kuvassa 44 nähdään lukujen 4.2 ja 4.3 energiankulutussimulointien tulokset. Toimilaitteiden luovuttamalla energialla tarkoitetaan sitä energiamäärää, joka kuluu sylinterien männänvarren välittämän voiman suuntaisen nopeuden tuottamiseen.



Kuva 44. Hydraulijärjestelmien energiankulutuksen vertausta simuloitujen sekvenssien perusteella.

Kitkahäviöt ovat molemmilla järjestelmillä simuloidussa sekvenssissä samat ja lisäksi verrattain pienet. Myös toimilaitteiden luovuttama energiamäärä on sama. Tämä on luonnollista, koska molempien järjestelmien kohdalla toimilaitteilla ajetaan sama sekvenssi ja toimilaitteiden kuormitukset ovat siten samat. Sen sijaan PFMS:llä varustetussa järjestelmässä kuristushäviöihin kuluu huomattavasti vähemmän energiaa simuloidun sekvenssin aikana kuin perinteisessä järjestelmässä.

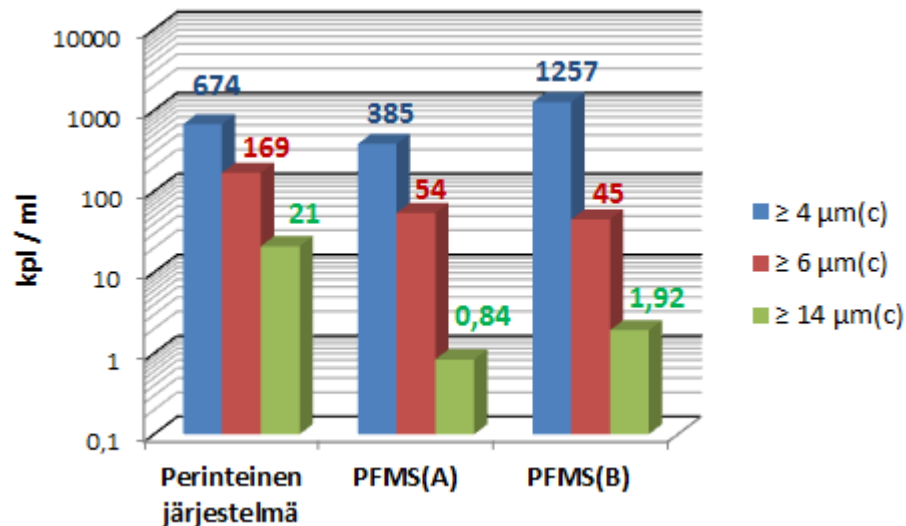
Energiansäästö saavutetaan, koska PFMS sisältää matalapaineliitännät, jotka paineistavat sekä järjestelmän pumpun imulinjan että järjestelmän toimilaitteilta tulevan paluulinjan. Paluulinjan paineistaminen mahdollistaa tilavuusvirran syöttämisen säiliöjärjestelmästä paluulinjaan ja sieltä edelleen toimilaitteille. Tämä parantaa erityisesti erillisreunaohjattuja hydraulisylintereitä sisältävällä järjestelmällä saavutettavissa olevaa hyötysuhdetta vähentämällä kuristushäviöitä. Tämän ansiosta PFMS:llä varustetun järjestelmän pumpun keskimääräinen tehontarve simuloidun työsyklin aikana putosi jopa 40 prosenttia verrattuna perinteiseen järjestelmään.

Simulointituloksissa on epävarmuuteensa, koska niitä ei ole verifioitu mittaamalla. Lisäksi tässä työssä simuloitiin järjestelmien energiankulutusta vain yhden työsyklin perusteella. Erillisreunaohjaukseen käytetty säädin ei myöskään ole optimaalinen. Erot järjestelmien energiankulutuksessa ovat kuitenkin niin selkeät, että simulointien perusteella voidaan todeta PFMS:llä varustetun erillisreunaohjatun järjestelmän olevan huomattavasti energiatehokkaampi perinteiseen järjestelmään verrattuna.

Energiankulutusta vertailtaessa ei huomioida toimilaitteiden tuottaman energian talteenoton mahdollisuutta. PFMS on suunniteltu toimimaan nimenomaan työn alussa esitellyn DHPMS:n tukena. Nämä komponentit yhdessä mahdollistavat mm. energian talteenoton ja uudelleenkäytön hydraulijärjestelmässä.

Standardin ISO-4406 (1999) mukaisten puhtaustasojen dynaaminen simulointi osoittaa, että paineistetun säiliöjärjestelmän PFMS(A ja B) totetusvaihtoehdot tuottavat paremman keskimääräisen puhtaustason perinteiseen järjestelmään verrattuna. Lisäksi ne saavuttavat tämän paremman puhtaustason huomattavasti perinteistä järjestelmää nopeammin. Kun simuloinnissa jokainen järjestelmä aloitti puhtaustasosta 19/17/15, perinteinen järjestelmä vakiintui puhtaustasoon 17/15/12. PFMS(A):n sisältävä järjestelmä puolestaan vakiintui puhtaustasojen 16/14/8 - 16/12/6 välille. Rakenteeltaan yksinkertaisemman PFMS(B):n sisältävä järjestelmä vakiintuu keskimääräiseen puhtaustasoon 17/13/8, käyden vain hetkittäin puhtaustasossa 18/13/8.

Puhtaustasot eivät ilmoita tarkasti todellisia hiukkaskonsentraatioita ja hiukkaskonsentraatio voikin lähes kaksinkertaistua saman puhtaustason sisällä (liite 1). Kuvassa 45 on esitetty logaritmisella asteikolla simulointien perusteella saadut keskimääräiset hiukkaskonsentraatiot eri järjestelmissä. Keskiarvot on laskettu konsentraatioiden vakiintumisesta alkaen.



Kuva 45. Keskimääräiset hiukkaskonsentraatiot simuloiduissa järjestelmissä.

Perinteinen järjestelmä ja PFMS(B) saavuttivat $4 \mu\text{m(c)}$ hiukkasten kohdalla keskimääräisen puhtaustason 17. PFMS(B) järjestelmässä on keskimäärin lähes kaksinkertainen $4 \mu\text{m(c)}$ hiukkaskonsentraatio verrattuna perinteiseen järjestelmään. PFMS(A) ylsi puhtaustasoon 16 ja sen $\geq 4 \mu\text{m(c)}$ hiukkaskonsentraatio on melkein puolet pienempi kuin perinteisen järjestelmän.

Sen sijaan $6 \mu\text{m(c)}$ hiukkasten kohdalla erot ovat vielä selkeämmät. Molemmat PFMS-toteutukset saavuttavat keskimäärin kaksi luokkaa paremman $6 \mu\text{m(c)}$ puhtaustason kuin perinteinen järjestelmä. Tämä tarkoittaa, että PFMS(A tai B):n sisältävän järjestelmän hydraulinesteen $\geq 6 \mu\text{m(c)}$ hiukkaskonsentraatio oli vain kolmasosa perinteisen järjestelmän vastaavasta konsentraatiosta.

Edelleen $14 \mu\text{m(c)}$ hiukkasten kohdalla PFMS(A) saavutti keskimääräisen puhtaustason 7, kun perinteinen järjestelmä päätyi puhtaustasoon 12. Tämä tarkoittaa, että PFMS(A):n sisältävän järjestelmän hydraulinesteen $\geq 14 \mu\text{m(c)}$ hiukkaskonsentraatio oli vain 4 % perinteisen järjestelmän vastaavasta konsentraatiosta.

Puhtaustasojen simulointituloksissa on erityisen mielenkiintoista, että $6 \mu\text{m(c)}$ ja $14 \mu\text{m(c)}$ hiukkaskokoluokat vakiintuivat molemmissa paineistetun säiliöjärjestelmän rakennevaihtoehdoissa huomattavasti parempaan arvoon kuin perinteisen järjestelmän kohdalla. Silti $4 \mu\text{m(c)}$ hiukkaskokoluokassa oli enemmän hiukkasia PFMS(B):n sisältävässä järjestelmässä kuin perinteisessä järjestelmässä, vaikka jokaisessa simuloinnissa hiukkaskuormitusparametrit ja suodattimen toimintaparametrit olivat samat. Paineistetun säiliöjärjestelmän pienempi hydraulinestetilavuus ja erityisesti sen säiliöstä pumpattun hydraulinesteen suodattaminen ennen hydraulinesteen päätymistä paineistetun säiliöjärjestelmän matalapaineakkuun poistavat suurempia hiukkasia tehokkaasti. Tästä seuraa edelleen, että suurempien hiukkasten suodattamiseen voidaan vaikuttaa tehokkaasti suodattimen sijoituspaikalla järjestelmässä, mutta pienempien hiukkasten suodatus on-

nistuu vain lisäämällä tilavuusvirtaa suodattimen läpi tai parantamalla suodattimen suodatussuhdetta.

Perinteisenjärjestelmän kohdalla puhtaustason vakiintumiseen kului simuloinnissa noin 23 minuuttia. PFMS(A):n sisältävän järjestelmän puhtaustaso vakiintui jo neljän minuutin kuluttua. PFMS(B):ltä puhtaustason vakiintumiseen kului 13 minuuttia. Puhtaustason nopeampi parantuminen PFMS-järjestelmien kohdalla johtuu ainakin siitä, että PFMS:n sisältävän järjestelmän hydraulinestetilavuus on huomattavasti perinteistä järjestelmää pienempi.

Puhtaustasojen simulointeja ei ole varmennettumittausten avulla. Saavutettava puhtaustaso riippuu hydraulijärjestelmän toimintaympäristöstä, sen komponenttien kulumisesta, suodattimen toiminnasta ja muista hiukkaskuormitukseen liittyvistä parametreista. Toisin sanoen puhtaustasosimulointien parametreilla on vaikutusta lopullisiin puhtaustasotuloksiin.

Puhtaustasojen simuloinneista voidaan todeta ainakin järjestelmien paremmuusjärjestys. Käytännötapauksessa järjestelmien väliset erot voivat kuitenkin olla erilaiset kuin näissä simuloinneissa.

PFMS:n toiminta varmennettiin simuloinnin avulla ajamalla testisekvenssi (kuva 42). Testisekvenssi osoitti, että PFMS:n paine pysyy sallituissa rajoissa myös ääritilanteissa ja järjestelmä toimii suunnitellulla tavalla. Lisäksi PFMS pystyi syöttämään tilavuusvirtaa toimilaitesylinterille myös simuloidussa ääritilanteessa.

Arvioidaan, että molemmat mitoitettut PFMS vaihtoehdot ovat fyysiseltä kooltaan perinteistä säiliötä pienempiä, mutta hankintahinnaltaan suurempia. PFMS:n matalan painetason ansiosta sopivat komponentit voivat olla huomattavasti halvempia verrattuna perinteisiin korkean painetason kestäviin hydraulikomponentteihin.

Kokonaisuudessaan tuloksista voidaan päätellä, että taulukon 7 vaatimusmäärittelyyn on pystytty vastaamaan hyvin. Toki kaikkia järjestelmän ominaisuuksia ei pystytty testaamaan teoreettisesti tarkastellen, vaan niitä voidaan arvioida vasta PFMS-prototyypin avulla.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Säiliöjärjestelmän suunnittelu eroaa hydraulijärjestelmän muiden osa-alueiden suunnittelusta erityisesti hydraulinesteen kunnossapidon kannalta. Hydraulinesteen kunnossapito asettaa säiliöjärjestelmän toiminnalle omat rajoituksensa ja vaatimuksensa. Diplomi-työn alun teoriaosuus tarjoaakin tietoa sekä säiliöjärjestelmän toiminnalle asetetuista vaatimuksista että hydraulinesteen kunnossapidosta.

Tässä työssä suunniteltiin ja mitoitettiin paineistettu säiliöjärjestelmä (PFMS), joka täyttää sille työssä asetetut vaatimuskriteerit hyvin. Dynaamiset simuloinnit osoittavat, että suunniteltu säiliöjärjestelmä mahdollistaa hydraulijärjestelmän aikaisempaa energiatehokkaamman toiminnan sekä parantaa sen puhtaustasoa verrattuna perinteisellä säiliötoteutuksella varustettuun järjestelmään.

Paineistettu säiliöjärjestelmä sisältää matalapaineliitännät, jotka paineistavat sekä järjestelmän pumpun imulinjan että järjestelmän toimilaitteilta tulevan paluulinjan. Paineistus pienentää pumpun kavitoimisen riskiä ja sen ansiosta säiliöjärjestelmään voidaan liittää digitaalihydraulinen tehonhallintayksikkö, DHPMS. Säiliöjärjestelmä sisältää myös normaali ilmanpaineisen vuotoliitännän, jonka ansiosta siihen voidaan liittää vuotoyhteen sisältäviä hydraulikomponentteja, kuten hydraulipumppuja ja -moottoreita.

Työn järjestelmänsuunnitteluosuus tarjoaa myös muita vaihtoehtoja säiliöjärjestelmän toteutukseen kuin mitoitettun ja simuloidun vaihtoehdon. Erityisesti hydraulinesteen paineella paineistettavien säiliöiden käyttö osana tässä työssä mitoitettua säiliöjärjestelmää voi avata mielenkiintoisia mahdollisuuksia.

Simuloinnit osoittivat, että paineistettu säiliöjärjestelmä toimi turvallisesti ja suunnitellulla tavalla testiajoissa. Verrattuna perinteiseen säiliöjärjestelmään, paineistettu säiliöjärjestelmä yhdistettynä toimilaitteiden erillisreunaohjaukseen vähensi hydraulijärjestelmän energiankulutusta simuloidussa testisekvenssissä merkittävästi.

Simuloinneissa huomattiin, että erityisesti toimilaitteiden erillisreunaohjaukseen tulee kiinnittää huomiota. Optimoimalla venttiilien ohjaus voidaan saavuttaa hyvä hyötysuhde ja silti säilyttää toimilaitteiden hyvä paikoitustarkkuus. Mikäli kaksitoimisen toimilaitesylinterin männänvarteen kohdistuu suuri ulkoinen voima, voidaan sen matalampipaineinen kammio kytkeä kuristamatta paineistettuun paluulinjaan. Tässä tapauksessa tilavuusvirta pystyy kulkemaan sekä kyseiseen sylinterikammioon että siltä pois pienellä energiahäviöllä. Tällöin kaksitoiminen sylinteri toimii yksitoimisen sylinterin tavoin. Paikoitustarkkuus säilyy tässä tapauksessa kuristamalla pelkästään korkeampi-paineisen sylinterikammioon tilavuusvirtaa. Mikäli sylinterin männänvarteen kohdistuu kuitenkin vain pieni ulkoinen voima, pitää molempien sylinterikammioiden tilavuusvirtaa todennäköisesti kuristaa. Tällä varmistetaan hyvä paikoitustarkkuus ja hallittu toi-

minta. Tilanteita, joissa sylinterin männänvarteen kohdistuu vain pieni ulkoinen voima, ei simuloitu, koska tämä edellyttäisi tarkempaa perehtymistä nelireunaohjauksen säätimen toteutukseen. Ohjauksen toteutus ei välttämättä ole erityisen hankala, mutta vaatii ehdottomasti jatkotutkimusta.

Simuloinneissa perehdyttiin myös paineistetun säiliöjärjestelmän, ja erityisesti sen sisältämän apupumpun, ohjaukseen. Apupumppu on teholtaan suhteellisen pieni ja sen tehtävänä on paineistaa matalapainejärjestelmä sen käynnistyksen yhteydessä. Järjestelmän toiminnan aikana apupumppu pumppaa vuotoliitännästä tulevan hydraulinesteen matalapaineakkuun. Apupumpun ohjaus onnistuu yksinkertaisimmillaan pelkästään säiliöjärjestelmän säiliön hydraulineestetilavuuden mittaustiedon perusteella. Ohjaustapa on toimiva, kuten simuloinneissa osoitettiin. Tämä kuitenkin perustuu oletukseen, että hydraulijärjestelmässä olevan hydraulinesteen määrä tunnetaan tai että se pysyy tietyissä rajoissa. Käytännössä apupumpun ohjaus edellyttäneen myös säiliöjärjestelmän matalapaineakun paineen tai hydraulineestetilavuuden mittausta. Myös differentiaalisylinterien männänaseman mittaustietoa voidaan käyttää ohjauksessa apuna.

Tässä työssä suunnitellun paineistetun säiliöjärjestelmän suorittama hydraulinesteen kunnossapito ja varastointi poikkeavat perinteisen säiliön toiminnasta. Tämän vuoksi puhtaustason ja likahiukkasten käyttäytymisen tutkimiseen ei löydetty suoraan sopivaa mallinnustapaa aikaisemmin julkaistuista tutkimuksista. Koska suodatuksen toimivuus haluttiin kuitenkin selvittää simuloimalla, kehitettiin simulointitapa, joka huomioi likahiukkasten käyttäytymisen koko mallinnetussa hydraulijärjestelmässä. Toisin sanoen kehitetyllä simulointimenetelmässä saadaan selville jokaisen mallinnetun tilavuuden hiukkaskonsentraation koko hydraulijärjestelmässä.

Simuloinnin avulla selvitettiin standardin ISO-4406 (1999) mukainen puhtaustaso, johon perinteinen hydraulijärjestelmä sekä kaksi eri rakennevaihtoehtoa suunnitellusta paineistetusta säiliöjärjestelmästä vakiintuvat. Tulosten perusteella paineistetun säiliöjärjestelmän sisältävä hydraulijärjestelmä vakiintuu parempaan keskimääräiseen puhtaustasoon kuin perinteisen säiliön sisältävä hydraulijärjestelmä. Lisäksi puhtaustaso saavuttaa lopullisen tilansa huomattavasti nopeammin paineistetun säiliöjärjestelmän sisältävä hydraulijärjestelmän tapauksessa.

Puhtaustason selvittämiseen käytettävän simulointimallin toimintaa ei varmistettu mittausten avulla. Puhtaustason simulointi sisältää myös useita huonosti tunnettuja, vaikeasti määritettävissä olevia tai ympäristöstä voimakkaasti riippuvia parametreja, joilla on vaikutus simuloinnin lopputulokseen. Puhtaustason simulointimallin todentaminen mittausten avulla olisi yksi jatkotutkimusta vaativa alue.

Kootun materiaalin, esitettyjen järjestelmävaihtoehtojen ja rakennettujen simulointimallien ansiosta tämä diplomityö antaa hyvän pohjan paineistetun säiliöjärjestelmän ja sen hydraulinesteen kunnossapidon jatkotutkimukselle. Koska tässä työssä mitoitettu säiliöjärjestelmä osoittautui simulointien perusteella toimivaksi, seuraava askel on rakentaa kyseinen järjestelmä. Epäpuhtauksien kannalta erityisesti ilman ja veden käyttäytymistä voidaan tutkia parhaiten käytännöntoteutuksessa. Toinen epävarmuustekijä paineistetun säiliöjärjestelmän toiminnan kannalta on järjestelmän ulkopuolelle syntyvien

vuotojen suuruus ja vaikutus. Mittaamalla käytännön järjestelmän toimintaa voidaan paineistetun säiliöjärjestelmän simulointimallin tarkkuutta parantaa, jolloin myös sen jatkokehitys saadaan vakaalle pohjalle. Vasta järjestelmän käytännöntoteutuksen avulla, ja sen pitkäkestoisella testauksella, voidaan osoittaa paineistetun säiliöjärjestelmän lopulliset hyödyt ja toimivuus.

LÄHTEET

- [1] Heikki Kauranne, Jyrki Kajaste, Matti Vilenius. Hydrauliteknikka. 1. painos. Helsinki 2008, WSOY Oppimateriaalit Oy. 487 s.
- [2] Matti Linjama. DIGITAL FLUID POWER – STATE OF THE ART. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, May 18-20, 2011. 23 s.
- [3] Proceedings of the Second Workshop on Digital Fluid Power. Austrian Center of Competence in Mechatronics, Linz, Austria, November 12 - 13, 2009. ACCM GmbH. 143 s.
- [4] Proceedings of the Third Workshop on Digital Fluid Power. Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere, Finland, October 13 - 14, 2010. 166 s.
- [5] Proceedings of the Fourth Workshop on Digital Fluid Power. Austrian Center of Competence in Mechatronics, Linz, Austria, November 21-22, 2011. ACCM GmbH. 182 s.
- [6] Matti Linjama, Matti Vilenius. DIGITAL HYDRAULICS – TOWARDS PERFECT VALVE TECHNOLOGY. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, Tampere, Finland, May 21 - 23, 2007. 16 s.
- [7] Matti Linjama. ENERGY SAVING DIGITAL HYDRAULICS. Proceedings of the Second Workshop on Digital Fluid Power. Austrian Center of Competence in Mechatronics, Linz, Austria, November 12 - 13, 2009. ACCM GmbH. s. 5 - 20.
- [8] Matti Linjama, Kalevi Huhtala. DIGITAL HYDRAULIC POWER MANAGEMENT SYSTEM – TOWARDS LOSSLESS HYDRAULICS. The Third Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland, October 13 - 14, 2010. s. 5 - 22.
- [9] W. Rampen. Gearless Transmissions for Large Wind Turbines – The history and Future of Hydraulic Drives.
Internetlähde:
<http://www.artemisip.com/Pictures/Gearless transmissions Bremen Nov06.pdf> , katsottu 28.12.2011
- [10] Payne, G. S., Kiprakis, A. E., Ehsan, M., Rampen, W. H. S., Chick, J. P., Wallace, A. R. Efficiency and Dynamic Performance of Digital Displacement TM Hydraulic Transmission in Tidal Current Energy Converters. Journal of Power and Energy, Proc. IMechE, Vol. 221, Part A, 2007. s. 207 - 218.
- [11] Mikko Heikkilä, Jyrki Tammisto, Mikko Huova, Kalevi Huhtala, Matti Linjama. EXPERIMENTAL EVALUATION OF A DIGITAL HYDRAULIC POWER MANAGEMENT SYSTEM. The Third Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland, October 13 - 14, 2010. s. 129 - 142.
- [12] Standardi: PSK 6704. Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Järjestelmän perussuunnittelu. 23.8.2006, PSK Standardisointiyhdistys ry. 7 s.
- [13] Standardi: PSK 6709. Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Käyttöönotto = Design and Procurement of Industrial Fluid Power Systems. Commissioning. 31.8.2006, PSK Standardisointiyhdistys ry. 6 s.
- [14] Heikki Kauranne, Jyrki Kajaste, Matti Vilenius. Hydrauliiikan perusteet. 3.-6. painos. Helsinki 2006, Werner Söderström Osakeyhtiö. 354 s.

- [15] John S . Cundiff. Fluid Power Circuits and Controls Fundamentals and Applications. 2001, CRC Press. s. 349 - 388.
- [16] Internetlähde:
http://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_expansion#Thermal_expansion_coefficients_for_various_materials , katsottu 22.3.2012
- [17] P. Blok. The Management of Oil Contamination in Hydraulic Equipment. Translation of the partly revised 2nd Dutch edition. Waddinxveen 1995, Koppen & Lethem Aandrijftechniek B.V. 328 s.
- [18] Jaakko Fonselius, Jari Rinkinen, Matti Vilenius. Koneautomaatio Hydraulikka II. 3. painos. Tampere 2008. Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print. 226 s.
- [19] Standardi: PSK 6705. Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Järjestelmän komponentit. 23.8.2006, PSK Standardisointiyhdistys ry. 16 s.
- [20] Standardi: PSK 6707. Teollisuushydraulijärjestelmän suunnittelu ja hankinta. Järjestelmän kunnossapidettävyyys. 23.8.2006, PSK Standardisointiyhdistys ry. 18 s.
- [21] W. F. Chen, J. Y. Richard Liew. The Civil Engineering Handbook. Second Edition. 2003. CRC Press. s. 311 - 348.
- [22] William M. Needelman, Gregory L. LaVallee. 2008. Strategies for Preventing Water Contamination. Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power, Las Vegas Nevada USA, March 12 - 14, 2008. s. 595 - 604.
- [23] Pall Corporation. 2000. Water Sensor WS03. Brochure, Pall Industrial Hydraulics, Portsmouth, UK. 4 s.
- [24] Mike Day, Mika Vesala. 2007. Setting Control Limits for Water Contamination In Hydraulic and Lubrication Systems. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere Finland, ,May 21 - 23, 2007. 11 s.
- [25] Seppänen, Tiihonen, Wuolijoki, Kervinen, Smolander, Haavisto, Karkela, Varho. MAOL Taulukot. 1.-3. uudistettu painos. Helsingissä 1999, Kustannusosakeyhtiö Otava. 159 s.
- [26] Scott J. Christina, Frank Walter. 2008. Effective Strategies for Improving Oil Cleanliness Through the Use of Kidney Loop Filtration Systems. Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power, Las Vegas Nevada USA, March 12 - 14, 2008. s. 479 - 484
- [27] Wolfgang Bock, Jürgen Braun, Nancy Puhl, Henrik Heinemann. 2010. Air Release Properties of Hydraulic Fluids, Dynamic Air Release Behaviour. 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010. 14 s.
- [28] Käyttöturvallisuustiedote: Neste Paine 32 ZFX, 46 ZFX, 68 ZFX, 100 ZFX. 13.4.2011 Neste Oil. 5 s. Katsottu 5.9.2011. Internetlähde:
http://www.neste.fi/doc/ktt/14580_fin.pdf
- [29] Käyttöturvallisuustiedote: Neste Multihydrauli 22, 32. 29.1.2009 Neste Oil. 5 s. Katsottu 5.9.2011. Internetlähde: http://www.neste.fi/doc/ktt/10760_fin.pdf
- [30] Pall Corporation. HNP-021 Oil Purifier. Katsottu 5.9.2011. Internetlähde:
<http://www.pall.com/pdf/HNP021.PDF>

- [31] Birger Johansson, L.-G. Söderlund. 1993. CurePac – ett nytt koncept för totalconditionering av hydraulolja. The Third Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Sweden, May 25 - 26 1993. s. 547 - 555.
- [32] Redfox TCU Transformer Care Unit.
Internetlähde: http://www.hydac.fi/pdf/uutiset/REDFOX_TCU-yksikko_%20muuntajille.pdf , katsottu 16.1.2012.
- [33] Robert A. Schultz, Scott J. Christina. Low-cost Solutions for Detecting and Removing Free Water from Hydraulic Oils. Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power, Las Vegas Nevada USA, March 12 - 14, 2008. s. 605 - 607.
- [34] George E. Totten, Roland J. Bishop Jr. 2008. QUANTITATIVE ASSESSMENT OF AIR CONTENT AND ITS REMOVAL FROM HYDRAULIC FLUIDS: A REVIEW. Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power, Las Vegas Nevada USA, March 12 - 14, 2008. s. 47 - 59.
- [35] Ryushi Suzuki, Yutaka Tanaka. Downsizing of Oil Reservoir by Bubble Eliminator. Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power. Tsukuba 2005. November 7-10, 2005. s. 291-296.
- [36] Tanaka Y. , Suzuki R., Arai K., Iwamoto K. and Kawazura K. Visualization of Flow Fields in a Bubble Eliminator. Journal of Visualization, Vol. 4, No. 1 (2001). ©2001 The Visualization Society of Japan and Ohmsha, Ltd. s. 81 - 90.
- [37] Tuotespesifikaatio: Parker Aerospace, Bootstrap Hydraulic Reservoirs, 2009, 2 s.
Internetlähde: http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Systems%20Division/HSD%20literature%20files/HSD%5B1%5D.product.spec.sheet_BootstrapReservior.pdf , katsottu 11.1.2012
- [38] Patentti: United States Patent 4187682. Constant Pressure Hydraulic Accumulator. The Boeing Company, Seattle, Wash. (Jan-son Shen.) Appl. No.: 66, Filed: Jan. 2, 1979. (Fed. 12, 1980.) 6 s.
- [39] Backas J., Ahopelto M., Huova M., Vuohijoki A., Karhu O., Ghabcheloo R. & Huhtala, K. IHA-MACHINE: A FUTURE MOBILE MACHINE. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 18 - 20, 2011, Tampere, Finland. 16 s.
- [40] Tuotespesifikaatio: Bosch Rexroth AG, Variable Axial Piston Pump A10V(S)O, RE 92 701/11.3, 2003. 44 s.
- [41] Tuotespesifikaatio: Hydac Technology GmbH, Hydraulic Piston Accumulators, E 3.301.15/04.09. s. 37 - 47.
Internetlähde: <http://www.hydac.com/de-en/products/hydraulic-accumulators/piston-accumulators/show/Download/index.html> , katsottu 23.1.2012.
- [42] Tuotespesifikaatio: Hydac International, Hydraulic Screw Pumps HSP. 8 s.
Internetlähde: http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/279/Files/ScrewPumps_web.pdf , katsottu 25.1.2012

- [43] Tuotespesifikaatio: Bosch Rexroth AG, External Gear Motors, RE 14 026/05.09. 40 s.
Internetlähde: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET?&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=14026 , katsottu 25.1.2012.
- [44] Tuotespesifikaatio: Hydac International, 2/2-Solenoid Directional Valve SAE 10-Cartridge - 350 bar WK10W-01, 2 s.
Internetlähde: <http://www.hydac.com/de-en/products/valves/directional-valves-solenoid-operated/22-directional-spool-valves/wk10w.html> , katsottu 25.1.2012.
- [45] Tuotespesifikaatio: Hydac International, 2/2-Solenoid Directional Valve SAE 8-Cartridge - 350 bar WK8V-01, 2 s.
Internetlähde: <http://www.hydac.com/de-en/products/valves/directional-valves-solenoid-operated/22-directional-spool-valves/wk08v/show/Download/index.html> , katsottu 30.1.2012
- [46] Tuotespesifikaatio: Hydac International, Check Valves Direct Acting Cone Poppet Valve for Inline and Manifold Mounting RV RVP 06 to 40, 4 s.
Internetlähde: <http://www.hydac.com/de-en/products/valves/check-valves/check-valves-with-hardened-seat/rv-25/show/Download/index.html> , katsottu 26.1.2012
- [47] Tuotespesifikaatio: Hydac International, Inline Filter NF, 4 s.
Internetlähde: <http://www.hydac.com/de-en/products/filtration-and-fluid-conditioning/hydraulic-and-lubrication-filter/filter-assemblies/pressure-filters-inline-filters/lf/show/Download/index.html> , katsottu 27.1.2012
- [48] Matti Linjama. IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallintaminen ja simulointi. Kevät 2010. Tampereen teknillinen yliopisto Hydrauliiikan ja automatiikan laitos. Luentomoniste. 83 s.
- [49] Pekka Nikkilä. Mobilehydrauliiikan puhtaustaso ja sen simulointi. Väitöskirja. Tampereen teknillinen korkeakoulu, Tampere 2001. 120 s.
- [50] Karl Wartlick, René von Dombrowski, Andreas Schindelin. Filter and Particle Simulation for Hydraulic Systems. 7th International Fluid Power Conference, Aachen 2010. 13 s.
- [51] Ville-Matti Heiskanen. Kiertovoitelusuodattimien tehokkuuden tutkiminen. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto – Automaatio-, kone ja materiaalitekniiikan tiedekunta. 2011. 105 s.
Internetlähde: <http://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/7102/heiskanen.pdf?sequence=3>
- [52] Standardi: ISO 4406 (1999). Hydraulic fluid power — Fluids — Method for coding the level of contamination by solid particles. 1.12.1999, ISO 1999. 7 s.

LIITE 1: ISO-4406 (1999) PUHTAUSLUOKAT

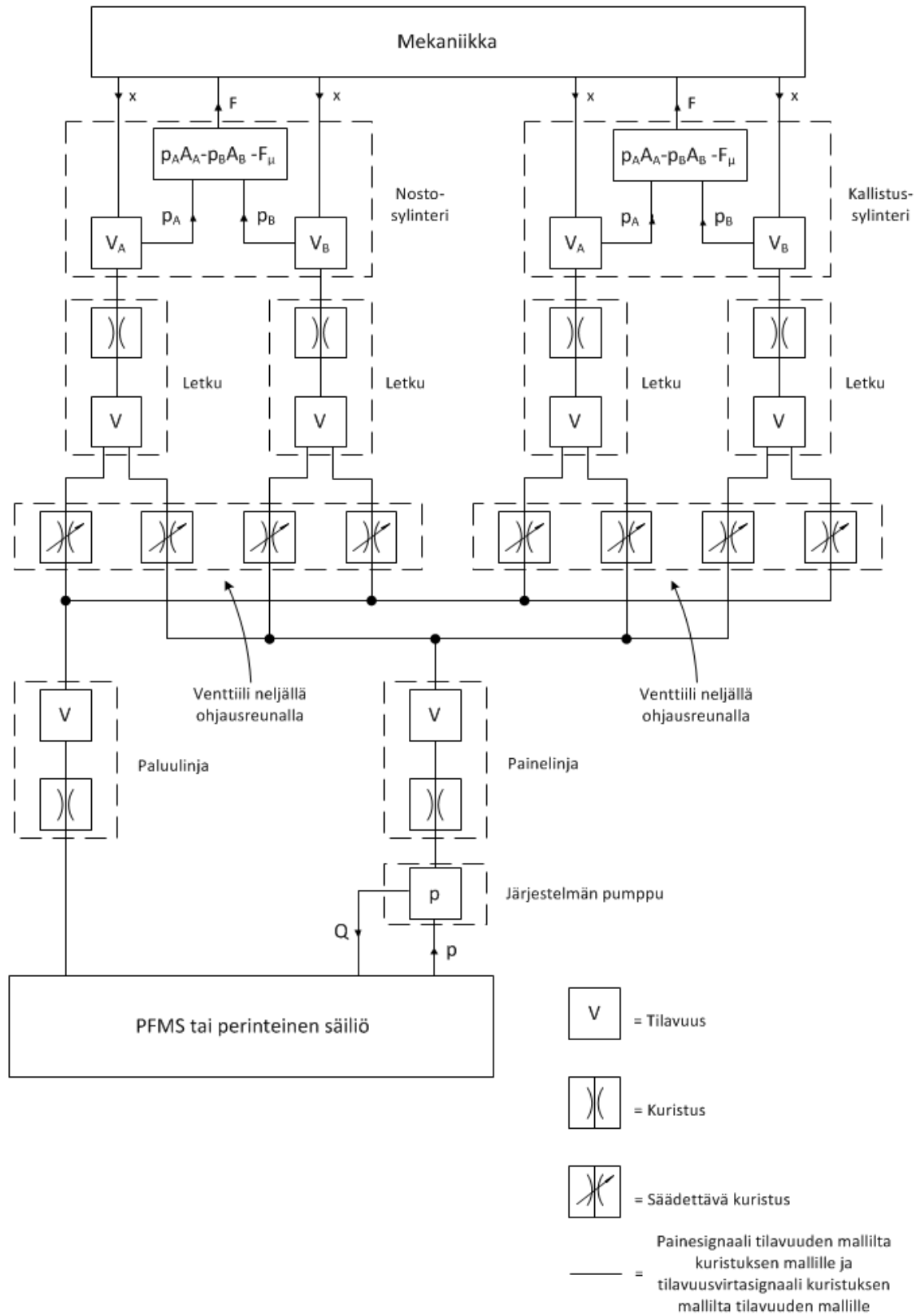
Taulukko 1. ISO-4406 (1999) mukaiset puhtausluokat ja hiukkasmäärät [/1 ml] partikkelikokoluokille $\geq 4\mu\text{m}(c)$ / $\geq 6\mu\text{m}(c)$ / $\geq 14\mu\text{m}(c)$. [52]

Hiukkasmäärä / 1 ml		ISO-luokka
>	≤	
2.500.000		>28
1.300.000	2.500.000	28
640.000	1.300.000	27
320.000	640.000	26
160.000	320.000	25
80.000	160.000	24
40.000	80.000	23
20.000	40.000	22
10.000	20.000	21
5.000	10.000	20
2.500	5.000	19
1.300	2.500	18
640	1.300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1
0,00	0,01	0

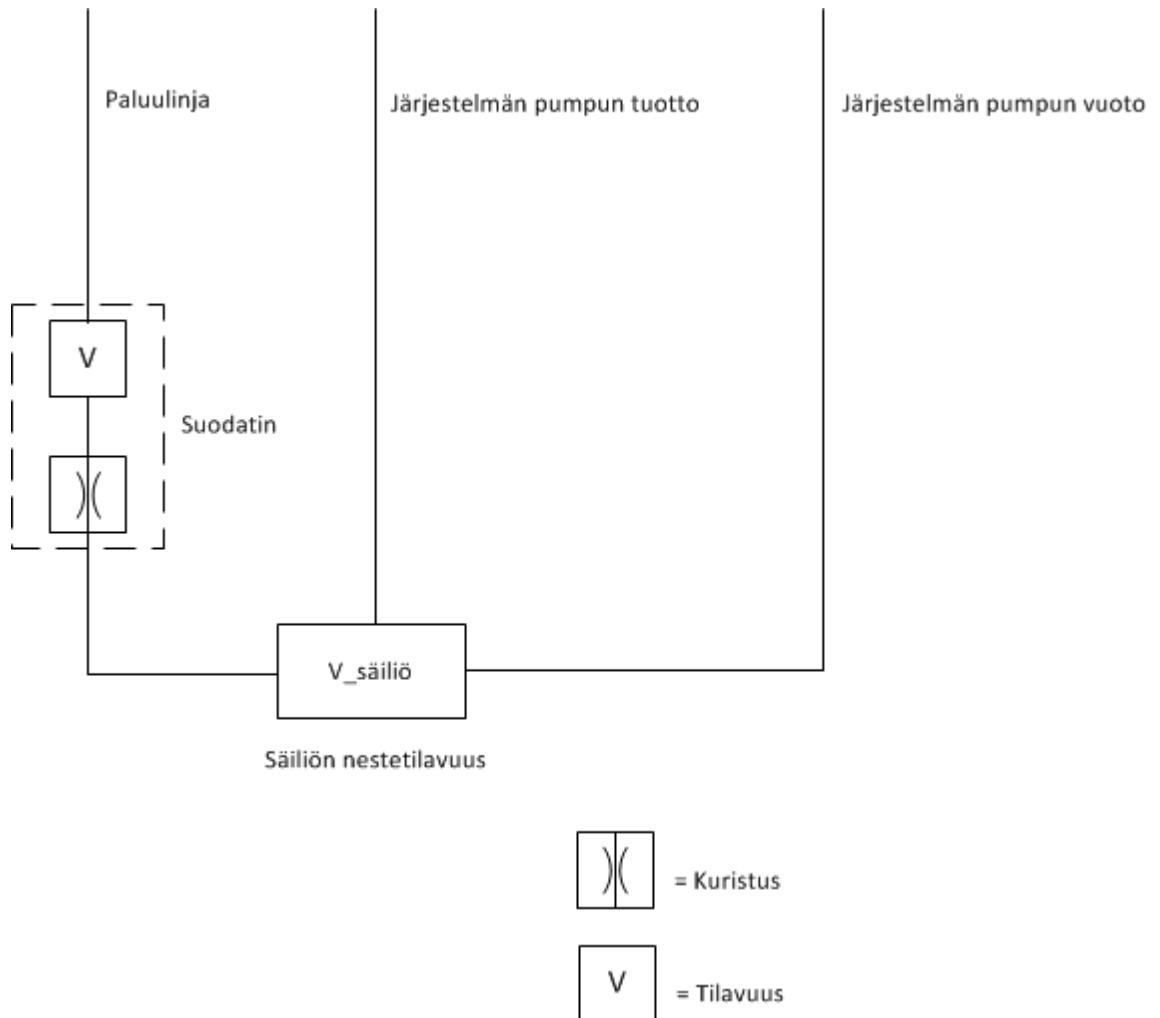
Apupumpun sähkömoottori	
Osanumero	7
Teho	>1,16 kW
Pyörimisnopeus	1500 r/min
On/Off-venttiili (apupumpun ohjaus)	
Tyyppi ja datalehti	Suoraanohjattu luistiventtiili [44]
Osanumero	3
Painehäviö	0,5 MPa @ 35 L/min
On/Off-venttiili (matalapainejärjestelmän tyhjennys)	
Tyyppi ja datalehti	Suoraanohjattu luistiventtiili [45]
Osanumero	10
Painehäviö	0,75 MPa @ 19 L/min
Vastaventtiilit (tasasuuntaaja)	
Tyyppi ja datalehti	Jousikuormitettu vastaventtiili [46] Koko 25
Osanumero	4
Avautumispaine	20 kPa
Painehäviö	0,40 MPa @ 350 L/min
Vastaventtiili (apupumpun imulinja)	
Tyyppi ja datalehti	Vastaventtiili koko 25 [46]
Osanumero	8
Avautumispaine	Kuormittamaton
Painehäviö	0,42 MPa @ 350 L/min
Vastaventtiili (apupumpun painelinja)	
Tyyppi ja datalehti	Vastaventtiili koko 12 [46]
Osanumero	9
Avautumispaine	10 kPa
Painehäviö	20 kPa @ 12 L/min
Säiliö	
Osanumero	5
Kokonaistilavuus	10 L
Nestetilavuus	8 L

Suodatin	
Tyyppi ja datalehti	Inline-suodatin [47]
Osanumero	6
Paineenkesto	10 MPa
Suodatustarkkuus	5 µm
Maksimitilavuusvirta	240 L/min
Nestetilavuus	0,80 L
Kotelon aiheuttama painehäviö	50 kPa @ 200 L/min
Elementin aiheuttama painehäviö	0,12 MPa @ 200 L/min
Tasasuuntaajattoman PFCS:n tapauksessa (kuva 25 s. 51):	
Maksimitilavuusvirta	30 L/min
Nestetilavuus	0,13 L
Kotelon aiheuttama painehäviö	10 kPa @ 12 L/min
Elementin aiheuttama painehäviö	50 kPa @ 12 L/min

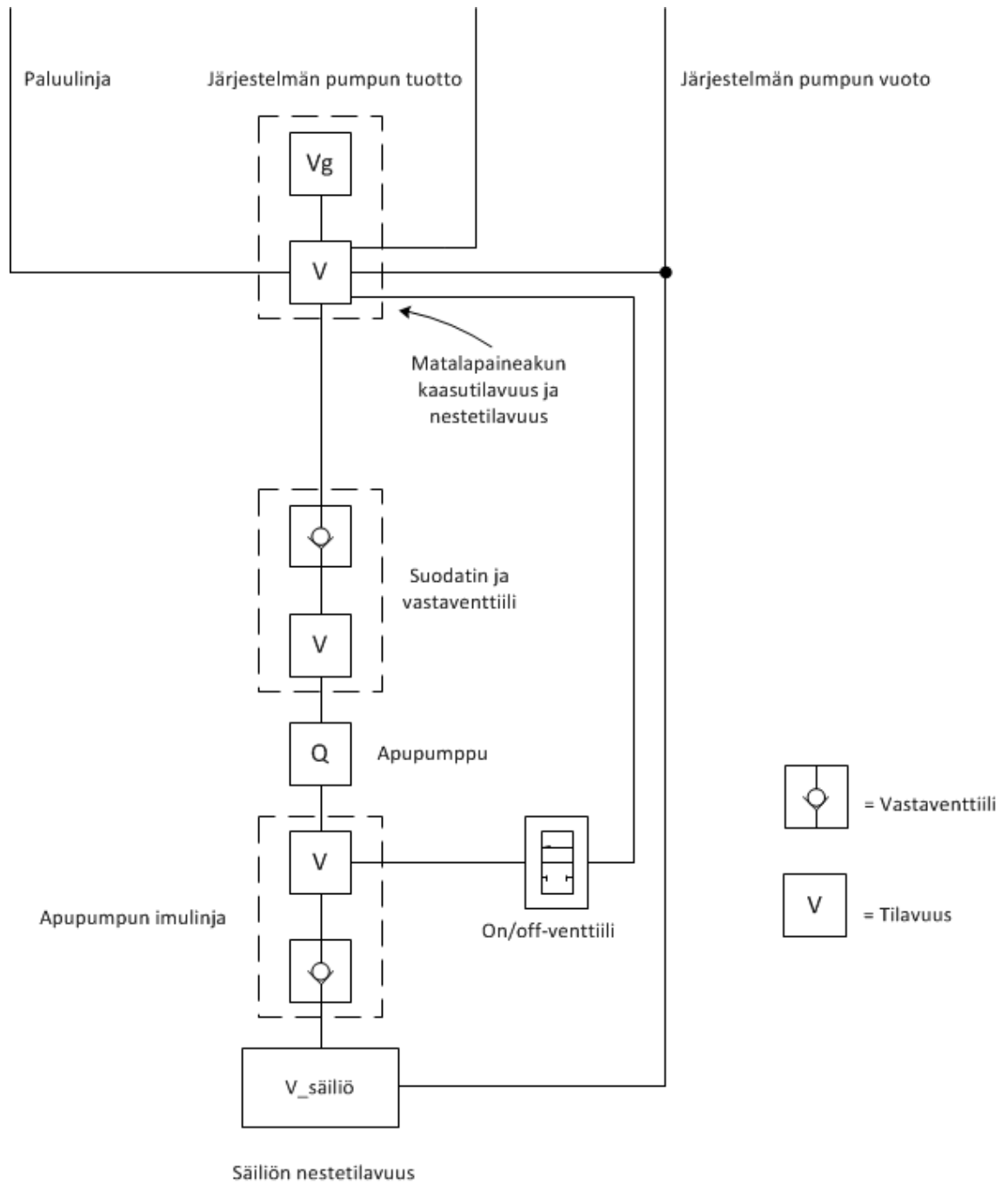
LIITE 3: IHA-KONEEN SIMULOINTIMALLI



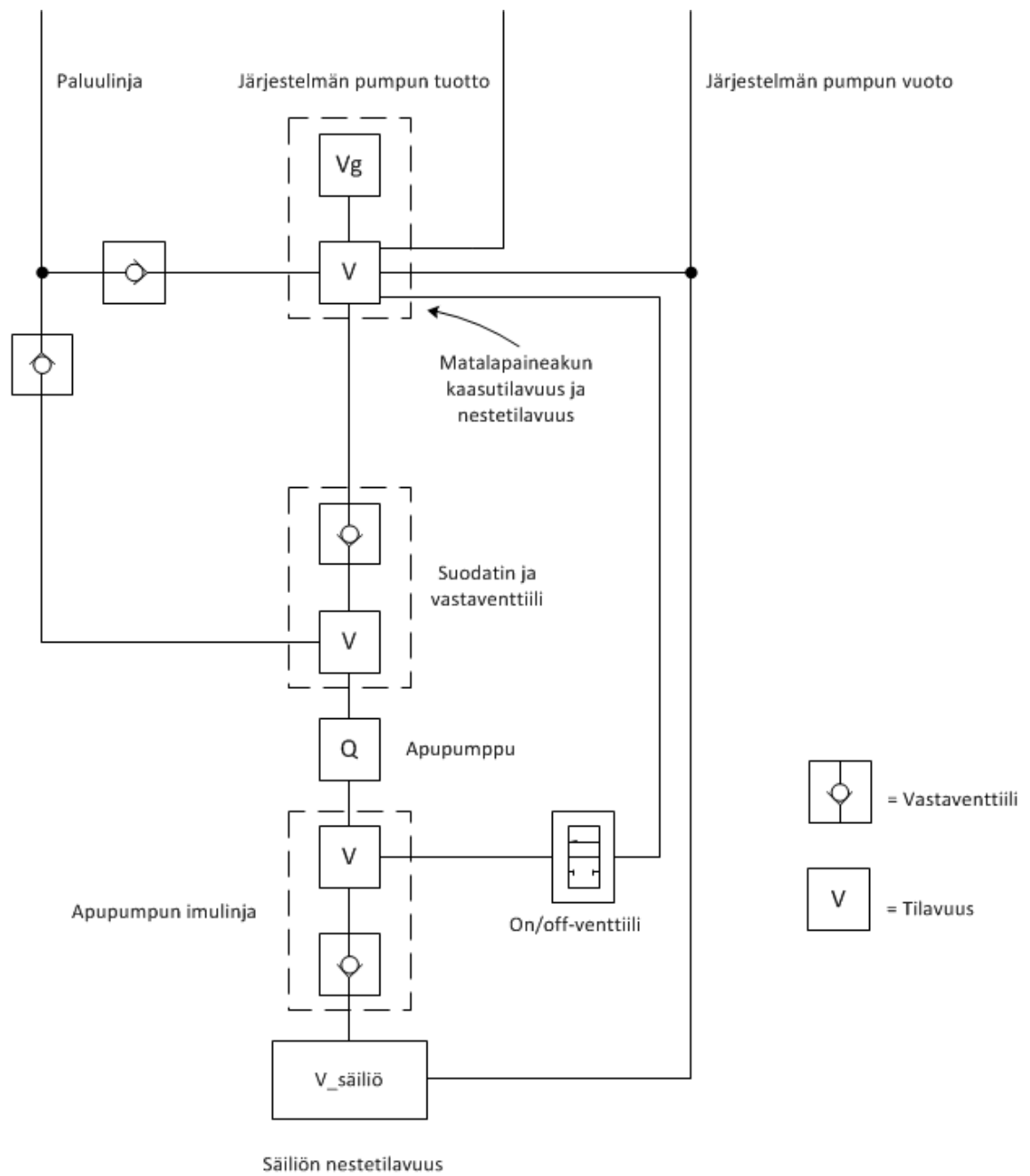
LIITE 4: IHA-KONEEN NYKYISEN SÄILIÖJÄRJESTELMÄN SIMULOINTIMALLI



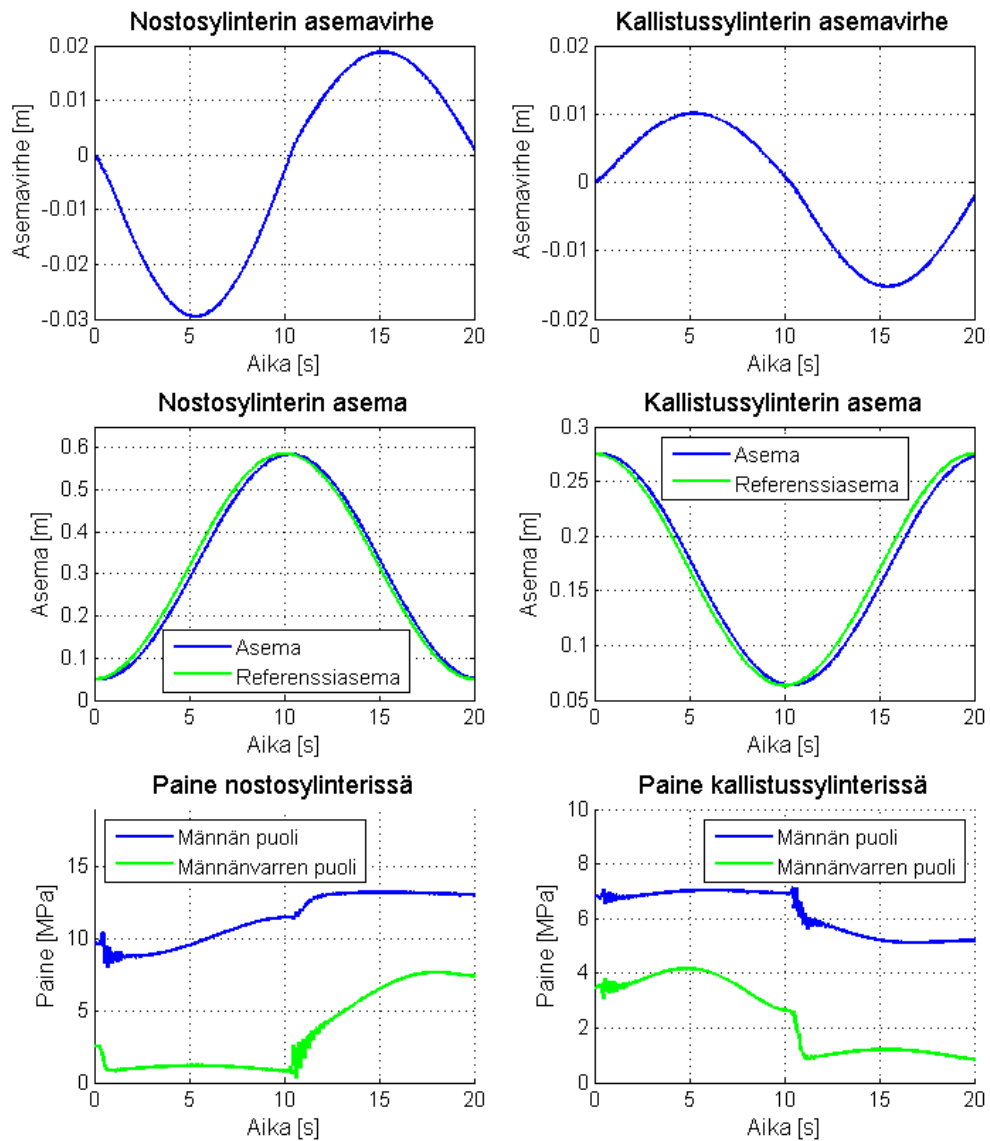
LIITE 5: SIMULOINTIMALLI JÄRJESTELMÄLLE PFMS(B)



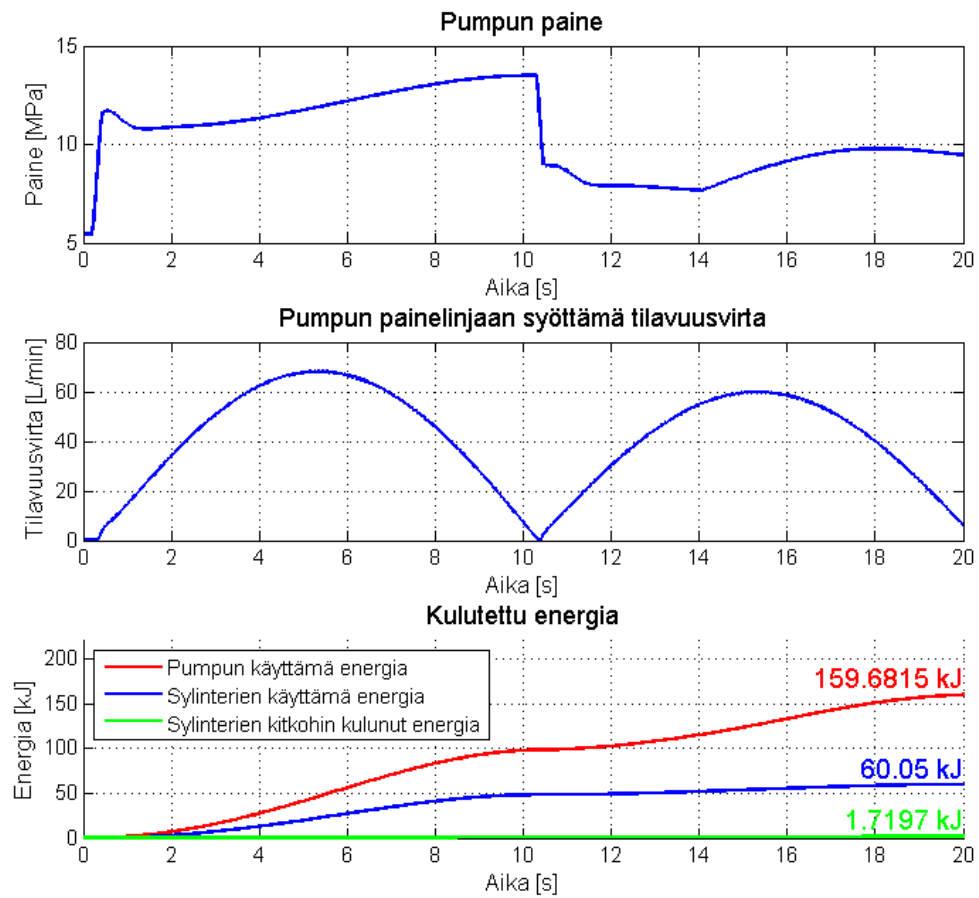
LIITE 6: SIMULOINTIMALLI JÄRJESTELMÄLLE PFMS(A)



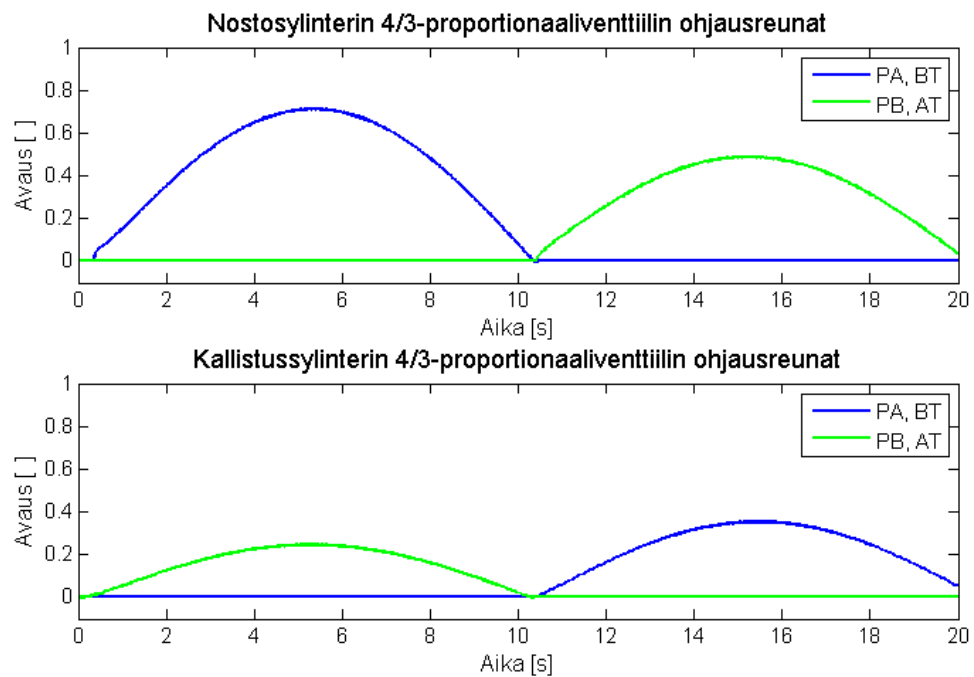
LIITE 7: SIMULOINTITULOKSET PERINTEISELLE JÄRJESTELMÄLLE



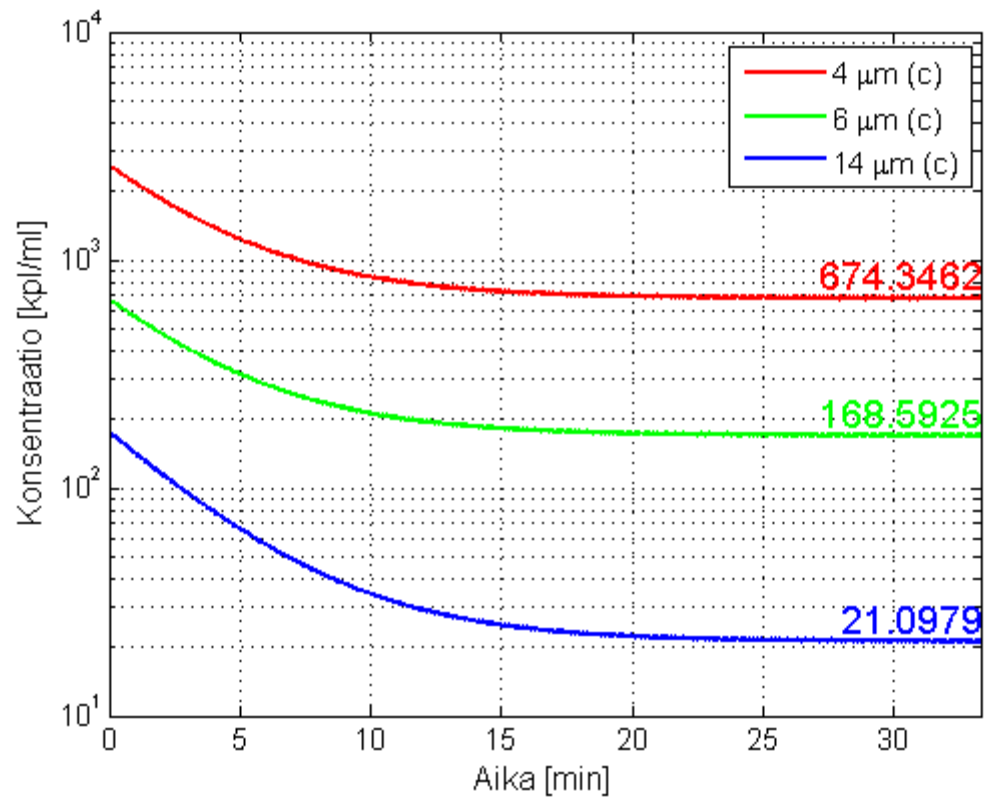
Kuva 1. Perinteisen järjestelmän toimilaitesylinterien simulointitulokset.



Kuva 2. Perinteisen järjestelmän pumpun ja energiankulutuksen simulointi-tulokset.

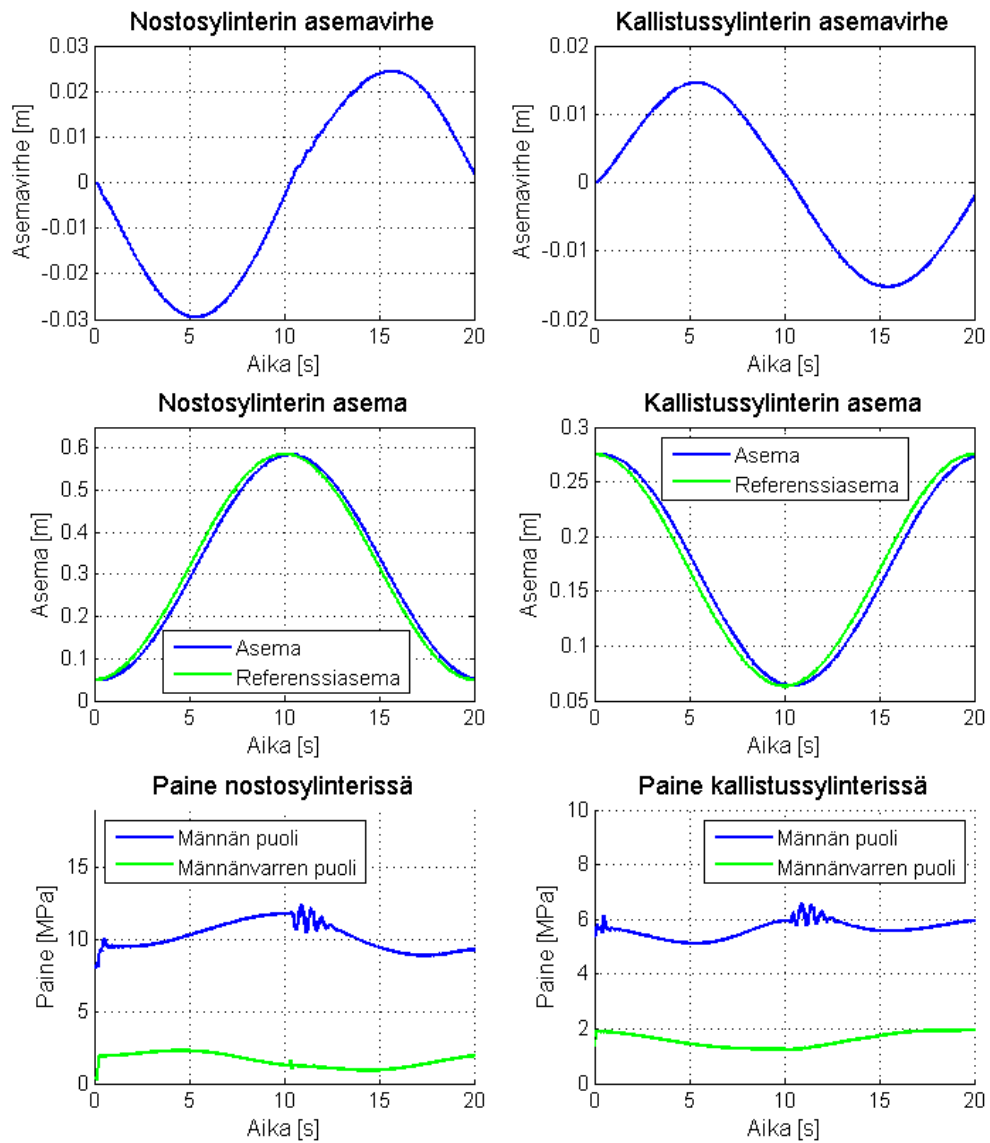


Kuva 3. Perinteisen järjestelmän venttiilien avaukset simuloinnin aikana.

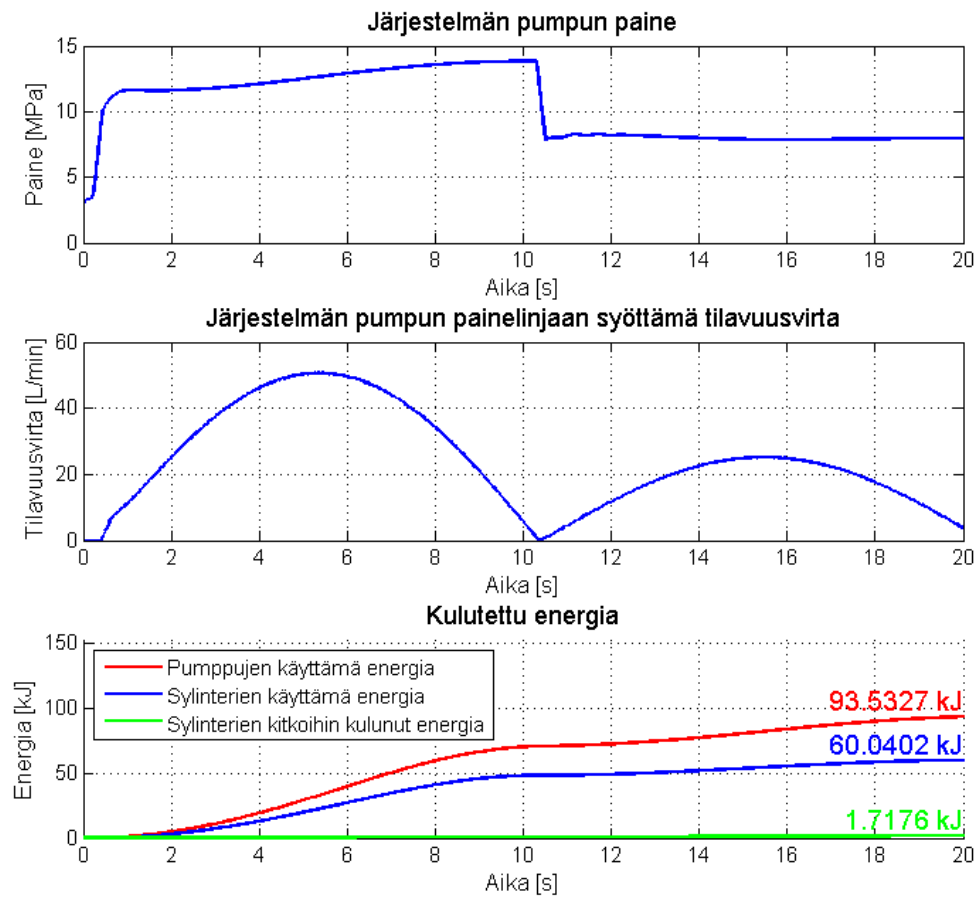


Kuva 4. Perinteisen järjestelmän puhtaustasosimulointitulokset.

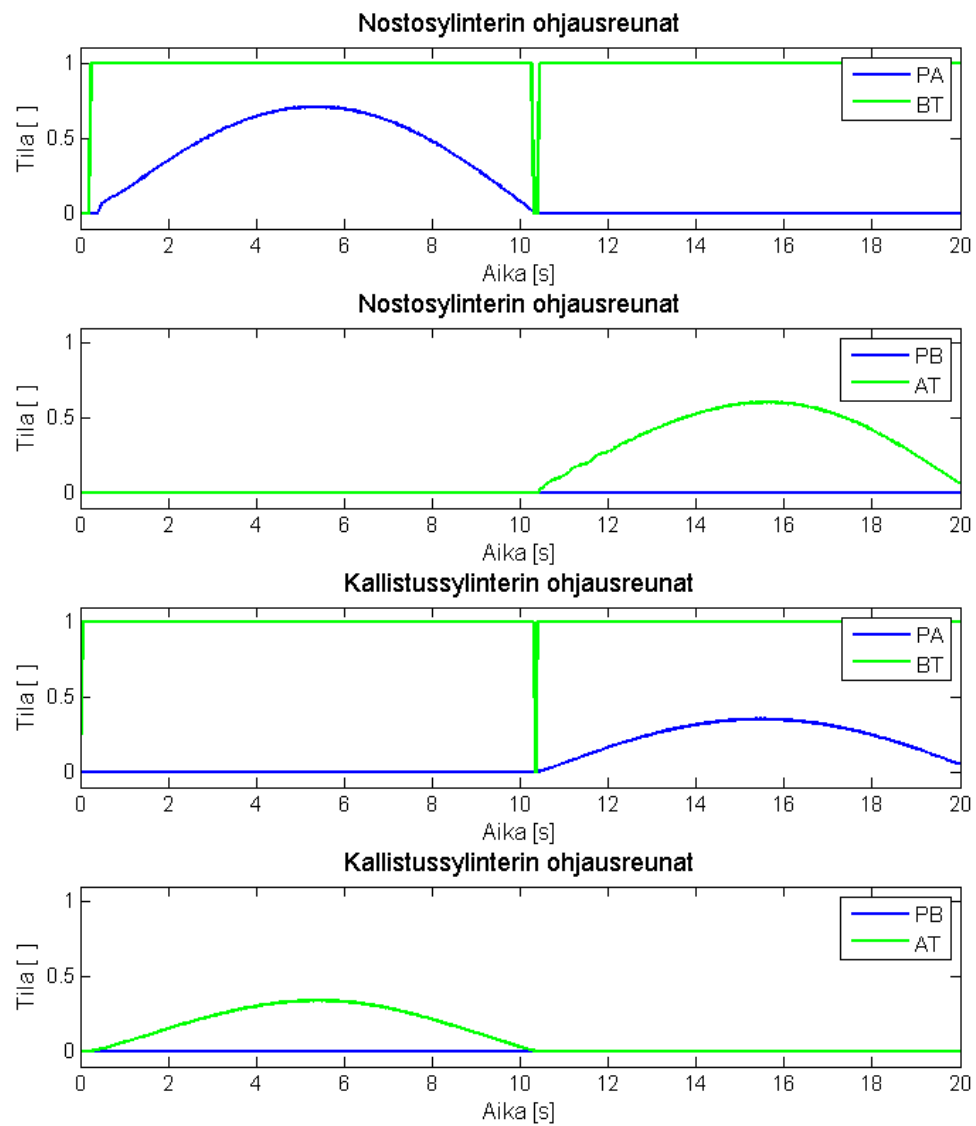
LIITE 8: SIMULOINTITULOKSET PFMS(A):N SISÄLTÄVÄLLE JÄRJESTELMÄLLE



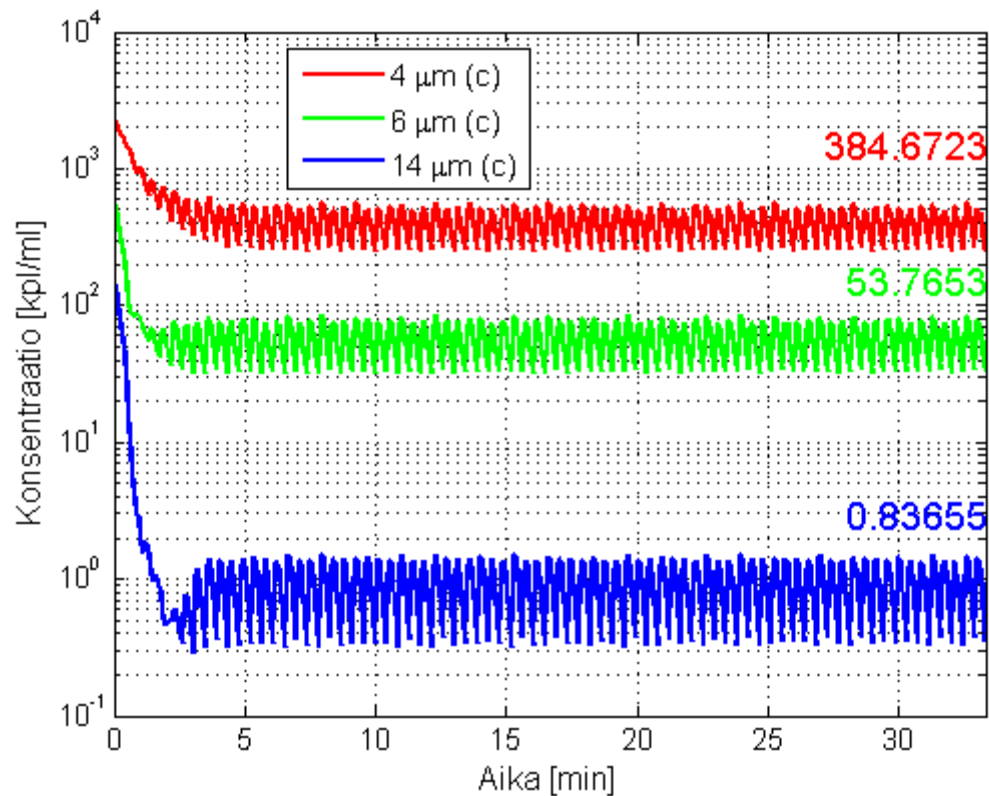
Kuva 1. PFMS:n sisältävän järjestelmän toimilaitesylinterien simulointitulokset.



Kuva 2. PFMS:n sisältävän järjestelmän pumpun ja energiankulutuksen simulointitulokset.



Kuva 3. PFMS:n sisältävän järjestelmän erillisreuna ohjauksen venttiilien avaukset simuloinnin aikana.



Kuva 4. PFMS:n sisältävän järjestelmän puhtaussimulointitulokset (kuvassa oikealla olevat arvot ovat konsentraatioiden keskiarvoja aikaväliltä 10 min – simulaation loppu).

Taulukko 1. Kuvan 4 konsentraatioiden vaihteluvälit ajasta 10 min simuloinnin loppuun.

Hiukkaskokoluokka	Vaihteluväli [kpl/ml]
$\geq 4\mu\text{m(c)}$	250 - 566
$\geq 6\mu\text{m(c)}$	32 - 84
$\geq 14\mu\text{m(c)}$	0,32 – 1,5